





TRAITÉ

DE

L'EXPLOITATION DES MINES.

FÉLIX OUDART, RUE St-HUBERT, 3.

TRAITÉ

DE

L'EXPLOITATION DES MINES

PAR

M. CH. COMBES,

TOME TROISIÈME.



LIÉGE.
DOMINIQUE AVANZO ET Cie,
TYPOGRAPHIE DE FÉLIX OUDART.
MDCCCXLVI

AVERTISSEMENT.

La plus grande partie de ce volume est consacrée à la description des baritels, des pompes et des machines employées à l'extraction des minerais et à l'épuisement des eaux des mines. J'ai pu me dispenser de donner les règles de construction et les principes de l'établissement des roues hydrauliques, parce que cette matière est exposée dans plusieurs ouvrages et assez généralement connue. Pour les machines à colonne d'eau, je ne pouvais mieux faire que de citer l'exemple des belles constructions de M. Juncker à la mine du Huelgoat. Quant aux machines à vapeur, je les ai considérées en général, j'ai exposé, en m'appuyant sur des expériences que je cite et qui présentent tous les caractères de l'exactitude, ce que je n'appellerai pas une *théorie*, mais des principes généraux propres à diriger l'ingénieur et le constructeur dans les applications pratiques. J'ai été ainsi conduit à hasarder quelques

vues sur les perfectionnements ultérieurs que ces machines me paraissent susceptibles de recevoir. Cette partie de mon livre sera peut-être consultée avec quelque fruit par les mécaniciens.

TRAITÉ

DE

L'EXPLOITATION DES MINES.

CHAPITRE IX.

TRANSPORT DES MINERAIS.

Les transports dans les mines s'exécutent à dos, sur les voies qui sont tout à fait irrégulières, et à de petites distances; au moyen de traîneaux, dans quelques voies descendantes; au moyen de brouettes, dans les galeries horizontales ou peu inclinées; enfin au moyen de chariots ou *chiens* de mine roulant sur des bandes de bois, de fonte ou de fer forgé, dans les galeries longues et suffisamment régulières, horizontales ou inclinées.

Transport à dos.— Le transport à dos n'est usité que pour de petites distances et sur des voies très-irrégulières. Dans quelques mines exploitées à ciel ouvert et dont les travaux ont une petite étendue, les minerais sont transportés ainsi jusqu'au jour. Souvent aussi on porte à dos les minerais, depuis les tailles jusque dans les chariots, traîneaux ou brouettes qui circulent dans les grandes voies de roulage. Pour le transport à dos, il convient de renfermer le minerai dans des vases dont le poids soit très-petit. Dans les mines de houille de la Loire, où ce mode de transport est encore en usage sur quelques points, on se sert de sacs de toile dont la contenance est d'une demi-henne (mesure locale) 5/8 d'hectolitre environ. La houille menue ou en petits morceaux est jetée dans ce sac, que le porteur met sur son dos. Il est fermé avec une ficelle attachée au bord, et dont l'ouvrier tient une extrémité dans sa bouche. La houille en gros morceaux est char-

gée sur le dos du porteur, par dessus le sac que l'on replie sur la charge; l'ouvrier tient encore à la bouche la ficelle, de manière à empêcher les morceaux de tomber. Il marche dans les galeries, les pieds nus, et appuyé sur une courte béquille. Il peut monter des échelles assez fortement inclinées. Chaque fardeau transporté pèse environ 60 kilogrammes.

Voici quelques résultats que j'ai eu l'occasion d'observer. Dans une mine de Firminy, chaque porteur faisait moyennement 40 voyages par jour, avec une charge de 60 kilogrammes, qu'il élevait à $24^m,27$ de hauteur verticale, sur une rampe difficile. Cet ouvrier gagnait 2 fr. — A Roche-la-Molière, cinq porteurs transportaient 430 hectolitres de houille, pesant 34400 kilogrammes, des tailles aux chariots qui circulaient dans la voie de roulage. La distance moyenne qu'ils avaient à parcourir était de 36 mètres, dont 22 sur une pente de 20°, et 14 horizontalement. Chaque porteur faisait 135 voyages par jour. Il résulte de là que le porteur se chargeait de 51 kilogrammes à la fois, et portait par jour 6880 kilogrammes, lesquels étaient élevés à une hauteur verticale de $7^m,52$.

Ainsi le travail utile des porteurs était à Firminy :

$$2400 \times 24{,}27 = 58.248 \text{ kilogrammes élevés à 1 mètre.}$$

A Roche-la-Molière:

$$6880 \times 7{,}52 = 51.738 \text{ kilogrammes élevés à 1 mètre.}$$

Lorsque les minerais sont transportés au jour ou à la voie principale, par des porteurs à dos, il faut des chargeurs pour remplir les sacs et aider les porteurs à les mettre sur leur dos. Dans les mines de houille de la Loire, un ouvrier peut charger au plus 100 bennes (mesure locale), soit 125 hectolitres. On se rappellera qu'un terrassier charge, dans une brouette, 15 mètres cubes de terre par jour, et seulement 12 mètres cubes environ dans un tombereau. On voit que la peine de verser la houille dans le sac à embouchure étroite, et d'aider le porteur à charger, équivaut à peu près à la difficulté de charger dans un tombereau.

Quand le chargeur doit en même temps diviser de gros blocs de houille, il ne peut pas charger autant dans la journée, et sa tâche doit être proportionnée à la ténacité de la houille, ainsi qu'à la grosseur des blocs à diviser.

Dans les mines métalliques on se sert souvent, pour transporter les minerais triés, des tailles aux voies ou aux cheminées qui en sont

peu éloignées, de petits vases en bois qui sont portés à la main par les enfants chargés du triage.

Transport au traîneau.— Le traîneau est encore très-souvent employé sur de petites distances, principalement dans les voies inclinées descendantes. Dans les mines de houille de la Loire, le traîneau est un cuveau évasé pouvant contenir une benne (mesure locale) d'un hectolitre 1/4 à un hectolitre 1/2; sous son fond *fig.* 1 et 2, *Pl. XXIX*, sont fixés des patins ou semelles en bois ABC, armés d'un cercle en fer *m*, *m*. Ce cuveau, rempli de houille, est traîné sur le sol de la voie descendante, par un ouvrier, qui a plus souvent besoin de faire effort pour modérer la vitesse, que d'exercer un effort de traction. Arrivé à la voie de roulage, il est ordinairement posé sur le tablier du chariot qui y circule; on place plusieurs cuveaux semblables sur un même chariot, pour les conduire au puits d'extraction. Ils sont ensuite accrochés au câble, et extraits par un puits vertical. De cette manière, la houille n'est point transvasée, et arrive au jour dans le vase même qui a été rempli à la taille.

A Rive-de-Gier, des cuveaux semblables contenant 2 hectolitres ras, sont traînés sur le sol ondulé des galeries, par des chevaux conduits par des enfants, jusqu'au puits d'extraction. Ici ils sont vidés dans la place d'assemblage, et la houille est rechargée dans des tonnes plus grandes, qui contiennent 9 à 10 hectolitres ras.

Le traîneur, lorsqu'il parcourt une voie fortement inclinée, préfère souvent remonter le cuveau vide sur son dos, que de le traîner en remontant. Dans ce cas, il est nécessaire de mettre dans la voie une corde servant de *main courante*, à laquelle l'ouvrier s'appuie. Le traînage s'exécute sur le sol même des galeries, quand elles ne sont pas trop inclinées. Le passage continuel des traîneaux tasse le sol, et le rend très-uni et glissant en fort peu de jours. Si les galeries sont très-inclinées, on est obligé de placer sur le sol des rondins en bois, sur lesquels glisse le traîneau, et qui formant une espèce d'escalier, offrent un point d'appui aux pieds du traîneur, quand il remonte.

Dans les voies très-inclinées on se sert aussi quelquefois d'un frein très-simple. C'est une chaîne en fer, dont la longueur est égale à celle de la voie, qui traîne sur le sol, et qui, à l'extrémité supérieure de la galerie, passe sur la gorge d'une poulie de renvoi, dont le plan est parallèle au sol. On accroche le traîneau chargé au bout de la chaîne qui se trouve en haut de la galerie, de sorte que ce traîneau, en descendant d'un côté, remonte la chaîne de l'autre côté; dans les premiers instants, la composante du poids de la chaîne parallèle à la longueur du plan incliné, et le frottement de cette chaîne sur le sol

retardent la vitesse du système. La force retardatrice n'est plus égale qu'au frottement, quand le traineau est au milieu, et elle diminue encore à mesure qu'il est descendu plus bas. On peut accrocher un traîneau vide à l'autre extrémité de la chaîne. Enfin, pour régulariser ce frein, on pourrait avoir une chaîne sans fin passant sur deux poulies installées, l'une au haut et l'autre au bas de la galerie. La force retardatrice serait alors constante, et égale au frottement de la chaîne sur le sol. On remarquera qu'il est nécessaire de déplacer la poulie du sommet, si la voie inclinée s'allonge à mesure que l'exploitation avance, comme cela aurait lieu dans des tailles ascendantes suivant l'inclinaison du gîte.

D'après les observations de M. Gervoy, dans les mines de la Loire, le travail d'un traîneur (le traineau contenant la henne ou 120 kilogrammes de houille environ) consiste à transporter au plus, dans sa journée, 1020 kilogrammes à 1 kilomètre de distance horizontale, par des chemins excellents (mines du Treuil); 201 kilogrammes à 1 kilomètre par de très-mauvais chemins, dans des mines basses; en général, par de bons chemins, 400 à 800 kilogrammes à 1 kilomètre. On compte les pentes inclinées de 15° comme équivalentes à une longueur triple parcourue horizontalement. C'est un peu moins que le travail d'un homme à la brouette.

Dans la mine des Flaches, l'une des mieux exploitées de Rive-de-Gier, on avait 12 chevaux et 5 conducteurs dans l'intérieur de la mine, pour traîner au bas du puits qui n'était pas distant des tailles de plus de 100 mètres moyennement, 900 hectolitres de houille par jour.

	fr.	c.
Les 12 chevaux coûtaient pour leur nourriture.	36	» »
2 palefreniers.	5	» »
5 conducteurs.	7	50
Total de la dépense journalière.	48	50

De sorte que le transport à une distance fort petite revenait à $0^{fr},054$ par hectolitre, ou $0^{fr},0675$ par 100 kilogrammes.

Il y avait en outre 5 remplisseurs de bennes aux tailles, qui, payés à raison de $2^{fr},70$, coûtaient $13^{fr},50$. Chacun d'eux chargeait 180 hectolitres dans les bennes.

Dans le puits de Louche des mines de Blanzy, les traîneurs parcouraient, d'après M. Harmet, 6000 mètres avec la henne chargée de 133 kilogrammes de houille, et revenaient à vide; ils chargeaient

en outre 80 quintaux métriques environ dans les bennes. Les chemins étaient horizontaux, ou inclinés de 10 à 15° dans le sens des transports; le travail utile de chaque traîneur consistait donc dans le chargement de 8000 kilogrammes, et le transport de ce poids à 100 mètres de distance.

Dans la mine de Saint-Pierre (Montceau), avant qu'on y eût établi des chemins de fer, le traînage était exécuté par des chevaux, dans des bennes à patins contenant chacune trois hectolitres combles (300 kilogrammes). Chaque cheval conduit par un homme traînait deux bennes semblables dans une galerie ayant 1 centimètre environ de pente dans le sens des transports. Trois chevaux et trois conducteurs suffisaient au service d'un poste de 600 hectolitres combles conduits à 150 mètres de distance. Trois hommes étaient employés au chargement des bennes; deux hommes versaient les bennes au bas du puits, et accrochaient au câble les tonnes d'extraction. A ce compte, le cheval faisait 33 voyages à 150 mètres, parcourait dans la journée 9900 mètres, et transportait environ 19800 kilogrammes de houille à 150 mètres, ou 2970 kilogrammes à 1 kilomètre, non compris le poids des bennes, sur une voie légèrement inclinée dans le sens des transports.

Transport à la brouette.— Le transport à la brouette est usité dans les galeries horizontales ou très-faiblement inclinées. Il est employé surtout dans les mines métalliques. On l'emploie aussi dans quelques mines de houille et notamment dans celle de Blanzy, où l'on fait usage de la brouette ordinaire qui roule sur le sol ou sur des planches, et d'une grande brouette à deux roues circulant sur des rails en fer. La brouette ordinaire employée à Blanzy contient un peu plus de 3/4 d'hectolitre de houille. D'après M. Harmet, la distance à parcourir est divisée en relais de 20 mètres chacun, et un ouvrier fait, dans sa journée de 8 heures, 500 voyages à cette distance. Il parcourt donc 20.000 mètres en tout, dont moitié en ramenant la brouette vide; il transporte 400 hectolitres de houille à 20 mètres de distance, soit 6400 kilogrammes à 1 kilomètre, en évaluant le poids de l'hectolitre à 80 kilogrammes. Ce travail est inférieur d'un quart à celui que font ordinairement les terrassiers employés au jour à transporter des terres à la brouette. Ceux-ci parcourent en effet 2700 mètres par jour. Deux hommes sont constamment occupés dans les mines de Blanzy à charger la brouette qui part du chantier. En évaluant la journée d'un rouleur à $1^{fr},50^{c}$, le transport d'un hectolitre à 100 mètres de distance, ou 5 relais, sur un chemin à peu près horizontal et en bon état, reviendrait à $\frac{1^{fr},50 \times 5}{400} = 0^{fr},0187$, à quoi il faut encore ajouter 3 fr.

pour le prix du chargement des 400 hectolitres dans les brouettes, ou $0^{fr},0075$ par hectolitre, ce qui porte le prix du transport de l'hectolitre à 100 mètres de distance, chargement compris, à $0^{fr},0262$.

Chariots circulant sur des chemins de bois ou de fer. — Dès que les distances deviennent un peu grandes, il vaut mieux employer des chariots roulant sur des solives en bois, ou mieux encore, sur des bandes en fonte ou en fer forgé.

Chemins en bois. — Depuis plusieurs siècles, on emploie dans les mines métalliques d'Allemagne de petits chariots appelés *chiens* (HUNDE). Le *chien de mines* consiste en une caisse prismatique à base quadrangulaire ordinairement longue, haute et étroite, parce que les galeries, dans lesquelles il doit circuler, ont elles-mêmes très-peu de largeur. Cette caisse, *fig.* 3, *Pl. XXIX*, est portée sur 4 roulettes qui sont ordinairement placées en dessous de son fonds, pour ne pas diminuer sa largeur. L'essieu des roues de devant est plus court que celui des roues de derrière, et ces deux essieux sont fixés, l'un tout près de la partie antérieure du chariot, l'autre en arrière du milieu, et un peu au delà de la verticale passant par le centre de gravité de la caisse chargée. Une cheville en fer, nommée le *clou* (nagel) est fixée verticalement au milieu de l'essieu antérieur, et sert à guider le chariot sur la voie sinueuse qu'il doit suivre. Les roues circulent sur deux lignes de solives en bois (gestänge) qui ont 5 à 6 centimètres d'épaisseur, et 10 à 12 centimètres de largeur. Elles sont fixées par des chevilles sur des traverses en bois posées sur le sol de la galerie, ou appuyées par leurs extrémités dans des entailles faites aux parois. Leurs faces verticales intérieures laissent entre elles un intervalle de 3 centimètres environ, dans lequel est engagé le clou directeur, qui doit être suffisamment long pour cela; on adapte à son extrémité un anneau qui joue le rôle de rouleau de friction. Les deux lignes de solives suivent toutes les sinuosités de la galerie; dans les angles, les solives extérieures sont garnies intérieurement de bandes en fer mince, pour empêcher l'usure par le frottement du clou. Il faut donner une grande inclinaison à la voie, pour que le rouleur puisse facilement y faire circuler son chariot, pour peu qu'il soit chargé, monté comme il l'est sur des roues d'un fort petit diamètre. L'ouvrier pousse le chien chargé devant lui, en s'appuyant sur sa partie postérieure, et court ordinairement avec une grande vitesse. Arrivé à l'extrémité de la galerie, il vide le chariot en le renversant, en avant, ou sur un côté; appuyant ensuite sur le derrière du chariot, il le fait pivoter sur les roues et l'essieu postérieur, et le retourne pour reve-

nir chercher un autre chargement. Les *fig.* 3, *Pl. XXIX*, représentent le chien de mine ordinaire.

Dans les galeries de la Saxe, le chien est ordinairement chargé de 150 kilogrammes de minerais environ. La règle est que le rouleur doit faire 40 voyages à une distance de 60 lachter, ou 120 mètres, en nombres ronds. Le chemin parcouru est donc 9600 mètres. Le produit du poids transporté par la distance est : 735600. A la brouette et au jour le travail d'un homme est évalué à 15 mètres cubes de terre transportés à 30 mètres. Le mètre cube de terre ordinaire pèse au plus 2000 kilogrammes; le travail du rouleur est donc de 900000 kilogrammes transportés à 1 mètre (1).

Le roulage au chien de mine est le seul mode de transport qui puisse être employé dans les galeries de mines très-étroites et tortueuses. On peut retourner les solives quand elles sont usées d'un côté : on peut aussi, pour éviter l'usure, recouvrir leur partie supérieure de bandes de fer mince, ou de plaques de fonte que l'on cloue dessus.

Chariots de grandes dimensions circulant sur des solives en bois. — On avait imité le chien allemand dans la construction des chariots qui étaient employés dans les mines de houille de Roche-la-Molière, avant qu'on y eût remplacé les chemins de bois par des chemins de fer. L'essieu des roues antérieures était mobile autour d'un boulon qui traversait le fond du chariot; à cet essieu était fixé un crochet recourbé en fer, qui servait de guide. La caisse rectangulaire contenait 5 hectolitres de houille, pesant 400 kilogrammes. Elle s'ouvrait sur une des faces latérales, pour la décharger. Les roues antérieures avaient 22 centimètres de diamètre, les roues postérieures 28 centimètres. C'étaient des disques de bois cerclés en fer feuillard, portant dans le centre des boîtes en bronze, destinées à recevoir les fusées des essieux. Ceux-ci avaient 26 et 27 millimètres de diamètre. Le chariot pesait avec ses ferrures 120 kilogrammes. Le crochet guide était soutenu à la hauteur convenable par une petite chaîne en fer attachée au devant du chariot. On avait substitué aux solives ordinaires des madriers en pin de 5 centimètres d'épaisseur et 32 à 36 centimètres de largeur, chevillés sur d'autres madriers posés en travers; les madriers longitudinaux laissaient entre eux un intervalle

(1) Il faut remarquer que le rouleur charge lui-même son chariot dans les mines de la Saxe, tandis que le rouleur à la brouette ne charge, ni ne décharge celle-ci.

de 4 à 5 centimètres. La pente de la voie, des tailles vers le puits, était de 3 1/2 centimètres par mètre. Les *fig. 4*, *Pl. XXIX*, représentent la partie antérieure de la caisse et de l'avant-train du chariot précédent, en profil et en plan. Dans le plan, la caisse, l'essieu et le crochet guide solidaire avec lui, sont vus en dessous.

Sur le chemin et avec les chariots décrits ci-dessus, j'ai recueilli les observations suivantes :

Quatre hommes roulaient à 190 mètres de distance, 171 chariots contenant 5 hectolitres chaque.

Six hommes et demi roulaient 86 chariots, contenant 5 hectolitres chaque, à 580 mètres de distance.

Il résulte de ces deux observations : 1° que chaque ouvrier parcourait dans sa journée, moitié en descendant le chariot plein, moitié en remontant le chariot vide :

1° 16.245 mètres. . . .
2° 15.546 mètres. . . . } 15.845 mètres moyennement.

Que chacun d'eux transportait :

1° 3249 tonnes à 1 mètre. . . .
2° 3070 tonnes à 1 mètre. . . . } 3159 tonnes à 1 mètre.

Voici, au reste, quels étaient alors les frais de transport souterrain de la houille, dans la mine de Roche-la-Molière, à une distance de 580 mètres, et pour 5 hectolitres de houille :

Portage de la houille des tailles aux chariots, à une distance moyenne de 36 mètres, dont 22 suivant une pente de 20° en montant et 14 horizontalement.	15,00
Sacs fournis aux porteurs.	1,25
Roulage à 580 mètres de distance.	20,83
Olivage des chariots.	1,43
Entretien des chariots et du chemin.	4,00
Total par chariot de 5 hectolitres.	42,51
Et par hectolitre.	8,50

Les voies de bois ont l'inconvénient grave d'exiger une pente très-forte, pour que des chariots chargés de 400 ou 500 kilogrammes, puissent y circuler facilement. Si l'on diminue la capacité des chariots, le travail utile de chaque ouvrier diminue à peu près comme la capacité du chariot, attendu que le chemin parcouru par le rouleur

dans sa journée demeure à peu près constant. En substituant aux solives en bois des bandes en fer fondu ou en fer forgé, on peut diminuer la pente, tout en augmentant encore la capacité du chariot, si la largeur de la galerie permet de le faire. Si elle a une hauteur suffisante, on augmentera en même temps le diamètre des roues, ce qui diminuera la résistance due au frottement, laquelle est en raison inverse du rapport du rayon de la roue au rayon de la boîte du moyeu. Enfin, si les galeries sont assez hautes, les rouleurs pourront être remplacés par des chevaux.

Chemins de fer. — Les chemins de fer placés dans l'intérieur des mines, comme ceux que l'on construit à la surface du sol, sont de deux espèces, à ornières creuses et à rebords, ou à ornières saillantes et sans rebords. Les premiers sont exclusivement construits en fer fondu. Ils portent en Angleterre le nom de *tramm-road.* Les chemins à ornières saillantes sont construits en fer fondu ou en fer forgé. On préfère toujours maintenant le fer forgé. Ils portent en anglais le nom de *railway.*

Chemins à ornières creuses (*tramm-roads*).—Les roues des chariots ou waggons, qui circulent sur les chemins à ornières creuses, sont mobiles sur les fusées des essieux, lesquels sont fixés invariablement à la caisse du chariot. Ces roues, construites en fonte, ont une jante très-mince, de sorte qu'elles présentent à peu près la forme d'une lentille, quand on fait abstraction du moyeu. L'amincissement des roues à la circonférence a pour but de diminuer les résistances au mouvement, occasionnées par les ordures qui, par l'effet des rebords des bandes de fonte, s'accumulent facilement sur la partie horizontale de ces bandes. Il y a des tramm-roads dans la plupart des mines de houille du sud du pays de Galles, où quelques grandes lignes de chemins de fer sont encore construites à la surface du sol, dans le même système; mais les chemins à ornières saillantes en fer forgé sont actuellement établis de préférence, dans toutes les localités où il n'existe pas déjà d'anciens chemins à ornières creuses.

Chemins à ornières saillantes (*railways*).—Les roues des waggons qui circulent sur les chemins à ornières saillantes ou railways, sont le plus habituellement, fixées aux essieux, lesquels tournent dans des boîtes attachées aux cadres des chariots. Il en résulte que les deux roues assujetties sur un même essieu sont obligées de faire le même nombre de tours. Elles ont des jantes larges, et bordées intérieurement par un rebord annulaire ou boudin, qui sert à les maintenir sur les rails.

Dans les tramm-roads, le rebord de la bande de fer plate est ordinairement du côté de l'intérieur du chemin.

Quelquefois les roues des waggons qui circulent sur des rail-ways ont leur jante évidée en forme de gorge de poulie, ce qui fait qu'elles ont un double rebord.

Les roues fixées aux essieux sont invariablement maintenues dans un plan vertical, perpendiculaire à l'essieu, et sont ainsi moins sujettes à quitter les rails et à tomber, que les roues mobiles autour des fusées des essieux, qui, par suite de l'usure de la boîte et de la fusée, peuvent prendre une position inclinée sur le plan vertical. Mais lorsque l'axe de la voie est courbe, les deux roues fixées à un même essieu étant obligées de faire le même nombre de tours, tandis que le développement du rail intérieur, situé vers la concavité de la courbe, est plus court que le développement du rail extérieur, il en résulte que l'une des roues doit glisser sur le rail, d'une longueur égale à la différence entre les longueurs des rails intérieur et extérieur, ce qui augmente la résistance au mouvement, d'autant plus que le rayon de courbure du chemin est plus petit, et que l'écartement des deux rails est plus grand.

Travail utile du cheval, et prix de transport sur les tramm-roads. — Voici quelques exemples de roulage sur les chemins à ornières creuses ou tramm-roads. Dans la mine de Landor, près de Swansea, Glamorgan, la voie est de 2$^{pi.}$ 4$^{po.}$ anglais ; les roues sont des disques presque pleins, ayant 1$^{po.}$ 1/2 d'épaisseur au milieu, et 3/4 de pouce à la jante. La distance des essieux est de 19$^{po.}$ 1/2, de milieu en milieu. Chaque rail ayant 4 pieds de long pèse 56^{lbs}, et les traverses en fonte, sur lesquelles les rails sont posés, pèsent 28^{lbs} chacune. Elles sont le plus souvent remplacées par des traverses en bois. Chaque waggon contient 1 tonne 1/4 de houille et coûte de fabrication de 6 1/2 à 7 livres sterling. Les rails ont les dimensions et la forme indiquées dans les *Fig.* 5, *Pl. XXIX.* Un cheval traîne 2 waggons; l'entrepreneur du transport souterrain reçoit 3 shillings 2^{d} pour la conduite de 10 tonnes de houille au bas du puits, qui se trouve à 1500 yards de distance des tailles d'exploitation, ce qui revient à 0$^{fr.}$,399 par tonne de houille, pesant 1015 kilogrammes, transportée à 1372 mètres.

Dans la mine de Crumlyn (Monmouth Shire), le Tramm-road souterrain est construit avec la même voie et les mêmes bandes que le tramm-road parallèle au Monmouth-canal: qui conduit à Newport. On voit dans les *fig.* 6, *Pl. XXIX aa*, trous pour recevoir les chevilles qui fixent les bandes en fonte sur les traverses. Chaque pièce d'un yard de longueur pèse environ 42^{lbs}. Ce chemin est parcouru par des waggons qui portent 3 tonnes de houille chacun. Le waggon

vide pèse 10^{cwt}. L'inclinaison du tramm-road de Crumlyn à Newport est de 6^{po} par chaîne de 22 yards, $\frac{1}{132}$. deux chevaux traînent à la descente 7 waggons pleins, et remontent les waggons vides.

Dans la mine, la voie est de 3 pieds 4 pouces. Les roues des waggons ont 2 pieds de diamètre; le poids du waggon vide est de 8 cwt. ; il porte 1 tonne de houille.

Le chariot est une caisse rectangulaire de 6 pieds de long, 3 pieds de large, 14 pouces de profondeur, sur laquelle on place des rebords évasés. Les boîtes des roues sont fermées, pour diminuer les frais d'olivage. La *fig. 7, Pl. XXIX*, représente une section de la fusée de l'essieu et de la boîte; *aa* est un anneau ou bague en fer fixée sur la fusée de l'essieu; *dd'* est un disque mobile autour de la fusée, retenu par la bague *aa* et auquel la roue est fixée par des boulons à vis *vv*. Le graissage s'opère en introduisant l'huile ou la graisse, par un trou oblique *u* ménagé dans le moyeu, et qui est ensuite bouché par une cheville. Un cheval conduit par un enfant roule par jour 40 tonnes à une distance de 1320 yards (1207 mètres); il traîne 3 chariots à la fois; la pente du chemin est de 9 po. par 22 yards. $\frac{1}{88}$.

Au dehors de la mine ce chemin est prolongé sur une distance d'un mille anglais (1609 mètres), avec la même pente. Un cheval conduit par un enfant traîne les 40 tonnes à cette même distance ; ici le cheval peut traîner 4 waggons à la fois.

Description des rail-ways et des waggons usités dans les mines. — Nous ne nous étendrons pas davantage sur les tramm-roads, attendu que partout on a trouvé que les rail-ways devaient leur être préférés. Les rails établis dans les mines pour le roulage intérieur, sont ordinairement formés de simples barres de fer forgé méplat, que l'on place de champ et bout à bout. Ils sont encastrés dans des traverses en bois posées sur le sol. On pratique vers les extrémités de ces traverses, et à une distance égale à la largeur de la voie, deux rainures qui pénètrent jusqu'au milieu de leur épaisseur, et dont la profondeur est moindre que la hauteur du rail. On loge le rail dans les rainures, et on l'y maintient serré au moyen de coins de bois, que l'on enfonce latéralement du côté de l'intérieur de la voie. Dans ce mode de construction, les traverses en bois doivent être des madriers larges de 25 à 30 centimètres et épais de 8 à 9 centimètres *fig.* 8, 9 et 10, *Pl. XXIX.*

On pourra calculer les dimensions des rails d'après les principes que nous avons exposés, chap. VI, et l'on s'arrêtera à des dimensions

telles, que la pression maximum qu'ils auront à supporter, n'atteigne pas le quart de celle qui serait capable d'occasionner la rupture. On regardera, dans ce calcul les barres comme simplement posées sur des appuis placés à la distance des traverses, et non comme encastrées.

Place du déchargement et d'accrochage. Bifurcations. — Dans l'intérieur des mines la voie de roulage est souvent simple, à cause des plus grandes dépenses, et surtout de la plus grande largeur de galerie que nécessiterait une double voie. De distance en distance, la voie est double, pour que les chariots puissent s'éviter. Dans tous les cas, elle doit l'être aux abords des puits d'extraction, et des places de déchargement et d'accrochage. Le plus souvent, on supprime tout à fait les rails dans ces places, que l'on couvre de plaques unies en fonte, pour que les chariots puissent y circuler dans toutes les directions. Cela évite la construction de plateaux tournants, qui seraient d'un entretien difficile, et dont la manœuvre serait d'ailleurs embarrassante dans les mines. Afin que le chariot puisse être poussé facilement, et sans tâtonner, du plancher en fonte sur les rails, les extrémités des rails aboutissant au sol uni, sont arrondies en dessus, et la plaque de fonte porte une saillie fermée de deux parties curvilignes qui viennent se rencontrer en avant de la voie, sur le prolongement de son axe. Cette disposition est figurée dans le plan et la section verticale *fig.* 11 et 12, *Pl. XXIX* où *a*,*a'* sont les extrémités arrondies des rails, et *mnp* la saillie venue à la fonte qui sert à diriger les roues du chariot, à sa rentrée dans la voie. Les rebords des roues passent dans le creux compris entre les rails et la saillie *mnp*. Ces rebords ont un contour cylindrique de 2 à 3 centimètres de largeur, sur lequel portent les roues, quand elles circulent sur le plancher en fonte.

Dans les points où la voie doit être doublée, il est nécessaire de l'infléchir. Quand les chariots sont conduits par des hommes, et même souvent lorsqu'ils sont traînés par des chevaux, on ne se sert pas, pour les bifurcations et les embranchements de voie, d'aiguilles mobiles, qui sont d'un entretien et d'une manœuvre difficiles, dans les mines où la voie ne peut pas être maintenue dans un grand état de propreté. On se contente de laisser, entre les rails de la voie qui se continue, et la naissance des rails de la voie latérale, un espace libre suffisant au passage des rebords des roues; l'effort qui exerce la traction du moteur est dirigé à l'endroit de la bifurcation, dans le sens convenable pour faire passer les roues sur les rails de la voie qu'on a l'intention de suivre. Au croisement des deux rails, on pratique éga-

lement des entailles, pour le passage des boudins des roues, et il est inutile d'établir des contre-rails pour prévenir le déraillement. La *fig.* 13, *Pl. XXIX*, représente un dédoublement de la voie de fer exécutée dans les houillères de Roche-la-Molière (Loire). Aux points C et C', les barres de fer méplates, CD, C'D, sont entaillées sur la partie qui est en saillie au dessus du plan des traverses en bois, et viennent toucher, par la partie inférieure non entaillée, les rails CE, C'E', ainsi qu'on le voit dans la *fig.* 14, qui est un détail sur une plus grande échelle du point de bifurcation C. *a* est un coin chassé entre les deux rails pour maintenir leur écartement angulaire, et ce coin est chevillé sur la traverse. *b* est le coin ordinaire qui fixe le rail dans l'entaille. La *fig.* 15 représente sur une plus grande échelle le croisement D. Les deux rails CD, C'D sont retroussés en dehors pour faciliter l'entrée des boudins des roues qui arrivent dans les directions DC ou DC'. Les deux autres rails se réunissant à angle aigu, sont entaillés au delà de cet angle, dans la partie supérieure au plan des traverses, et leurs prolongements viennent toucher par le bas les rails CD, C'D. Ces rails sont d'ailleurs soudés de manière à former un X, dont deux branches sont très-courtes. Des coins *a*, *a'* chevillés sur la traverse maintiennent l'écartement angulaire des rails, et quatre coins *b*, *b'*, *b''*, *b'''* les fixent sur la traverse.

La *fig.* 16 représente le branchement d'une voie latérale sur une voie principale, avec des aiguilles mobiles pivotant autour des points *o* et *o'*. Ces aiguilles sont amincies dans la partie où elles viennent s'appuyer contre les rails de la voie principale. Les fonds des entailles *c*, *c'*, sur lesquels glissent les aiguilles mobiles, doivent être garnis de bandes de fer, pour prévenir l'usure. Il est encore mieux de faire couler en fonte la traverse MN correspondante à la naissance du branchement.

Diverses formes de waggons.— La forme et les dimensions des chariots varient suivant les dimensions des galeries, le mode de chargement et de déchargement adoptés, la situation de la mine, la nature des matières extraites et transportées. Lorsque les galeries de roulage aboutissent directement au jour, comme dans les mines de houille du sud du pays de Galles, celles du bassin houiller de la Grand-Combe, du bassin de Saarbrücken, et en général toutes les mines qui sont exploitées au dessus du niveau des vallées voisines, on doit s'arranger de manière à ce que les voies de transport souterraines se continuent jusqu'aux places de dépôt ou de vente des minerais extraits. Ainsi lorsque ces minerais sont embarqués sur un canal, une rivière navigable, ou dans un port de mer, les chemins de fer se prolongent

jusque-là, et les chariots sont alors le plus souvent semblables à ceux qui circulent sur les chemins de fer construits au jour; ils se rapprochent de ceux-ci par leurs dimensions, autant que le permettent la largeur et la hauteur des galeries souterraines. Lorsque les galeries aboutissent au bas de puits verticaux ou inclinés, tantôt les chariots sont élevés dans le puits tout entiers, avec leurs roues; tantôt ils sont vidés au bas des puits, et les minerais sont rechargés dans des tonnes qui circulent dans ces puits; tantôt, enfin, les chariots se réduisent à de simples plates-formes reposant sur les essieux, où l'on place les bennes, qui sont élevées dans les puits. Ainsi dans les mines de houille peu profondes du sud du pays de Galles, du Staffordshire, etc., les chariots servant au transport souterrain sont généralement élevés jusqu'au jour par des puits verticaux. Dans les mines des environs de Saint-Étienne et de Rive-de-Gier, les chariots se réduisent le plus fréquemment à de simples plates-formes, sur lesquelles on charge les bennes ou tonnes d'extraction. Dans les mines du département du Nord et de la Belgique, les chariots sont vidés au bas des puits verticaux, et la houille est rechargée dans les tonnes d'extraction. Il importe, surtout dans les mines de houille, d'éviter les transvasements qui brisent la houille en fragments, dont la valeur est beaucoup moindre que celle des gros morceaux. Aussi fait-on en sorte d'éviter le déchargement au bas du puits, en élevant le chariot entier, ou en employant simplement des châssis sur lesquels on pose les tonnes qui vont jusqu'aux tailles, et sont élevées au jour.

Quand les minerais extraits sont informes, tels que les moellons, les minerais métalliques, et que leur valeur ne dépend pas de la grosseur des fragments, la seule chose que l'on ait à considérer est l'économie, et par conséquent la facilité du déchargement.

Roues et essieux. — Au surplus, que les chariots soient des caisses complètes, ou qu'ils se réduisent à de simples plates-formes, la disposition des roues et des essieux est toujours la même. Les galeries souterraines sont généralement sinueuses, et les chemins de fer doivent être, par conséquent, courbés dans beaucoup de points, suivant des rayons très-petits. Le sol des galeries est même assez souvent mobile, ce qui dérange les rails et ne permet pas de les maintenir dans le plan de pose primitif. Enfin la voie est toujours beaucoup moins propre qu'elle ne le serait au jour. Les chariots doivent être construits de manière à s'accommoder à ces circonstances. Nous avons déjà dit que dans les chariots circulant sur des tramm-roads, les roues étaient mobiles sur les fusées des essieux, et qu'on leur donnait la forme lenticulaire, afin de diminuer les résistances occasionnées

par les ordures qui restent sur la voie. On atteint bien ainsi le but qu'on s'est proposé, et même les chariots ainsi construits peuvent circuler dans des courbes d'un très-petit rayon, sans un accroissement sensible de résistance, pourvu que les deux essieux ne soient point trop écartés; mais les roues creusent bientôt un sillon sur la partie horizontale des bandes de fonte. Celles-ci sont sujettes à casser: elles doivent d'ailleurs avoir plus de poids que des rails en fer forgé, de telle sorte qu'en définitive, l'expérience paraît avoir prononcé contre les tramm-roads, que l'on a généralement abandonnés, pour les chemins à rails saillants en fer forgé (1). Je m'occuperai donc seulement des chariots qui circulent sur des rails saillants.

On sait que, dans les waggons circulant sur les grandes lignes de chemin de fer, les roues sont invariablement fixées deux à deux sur un même essieu, qui tourne avec elles dans des boîtes fixées au châssis du chariot. Cette disposition est évidemment avantageuse lorsque le chariot parcourt des lignes droites. D'une part la situation des roues dans des plans verticaux est mieux assurée. D'une autre part, si le chariot est construit ou chargé, de manière que son centre de gravité ne soit pas contenu dans le plan vertical perpendiculaire au milieu des essieux, de telle sorte que le poids soit inégalement réparti sur les quatre points d'appui des roues, ou si l'effort de traction ou d'impulsion n'est pas contenu dans ce même plan, le chariot tend à s'écarter de la ligne droite, et à décrire une courbe. Si les roues étaient mobiles, comme dans les chariots qui parcourent les *tramm-roads*, la déviation ne serait empêchée que par la pression latérale des rails contre les boudins des roues. Quand les roues au contraire font corps avec l'essieu, le chariot ne peut s'écarter de la ligne droite sans qu'il y ait glissement de l'une des roues, ou de toutes les deux sur les rails, et le frottement qui tend à se développer prévient la déviation (2). Les principes de la mécanique et l'expérience font voir que le sys-

---

(1) Toutefois on continue encore à faire usage de tramm-roads dans beaucoup de houillères d'Angleterre, tant dans le pays de Galles que dans les environs de Newcastle.

(2) Considérons, en effet, un système composé d'un seul essieu, et de deux roues cylindriques roulant sur des rails disposés en ligne droite. Supposons que la charge totale soit inégalement répartie sur les deux roues, et soient P, P' les pressions inégales qu'elles supportent. Supposons d'abord les roues indépendantes, et mobiles autour des fusées de l'essieu. Soit R le rayon des roues, r le rayon des boîtes de leurs moyeux. Si f est le rapport du frottement à la pression qui convient à la boîte glissant sur l'essieu, les forces qui s'opposeront au

tème de construction généralement adopté, et qui consiste à fixer les roues deux à deux sur des essieux mobiles, a des avantages marqués dans les parties rectilignes des chemins de fer.

---

mouvement de rotation des roues, et qui agiront tangentiellement à la circonférence de la boîte de chacune d'elles, seront sensiblement égales à fP, fP'. (Nous négligeons l'influence de l'effort de traction qui, sur un chemin de fer, est une très-petite fraction des pressions P et P'; et, d'ailleurs, quand on tiendrait compte de cet effort, on arriverait toujours au même résultat.) L'adhérence de chaque roue pour le rail qui la supporte doit faire équilibre à la résistance du frottement à l'essieu, pour que le mouvement de rotation de la roue demeure uniforme. Si donc on désigne par A et A' les forces d'adhérence respectives des deux roues sur les rails, on devra avoir $AR=fPr$; $A'R=fP'r$.

Les deux forces A et A' sont complétement déterminées, et leur résultante, égale à leur somme $A+A'$, partage l'intervalle des rails ou des roues en parties inversement proportionnelles aux forces elles-mêmes, ou aux pressions P et P'. Pour que le chariot se meuve en ligne droite, et d'un mouvement uniforme, il faut que la force de traction ou d'impulsion soit égale et opposée à $A+A'$, et par conséquent qu'elle soit contenue dans le plan vertical contenant la résultante de ces deux forces. Si elle s'en écarte, le chariot tendra à décrire une courbe, et ne sera maintenu que par la pression latérale des rebords des roues contre les rails.

Si au contraire les deux roues font corps avec l'essieu, et que celui-ci tourne avec elles, et si l'on désigne par r le rayon des parties tournées de l'essieu qui sont engagées dans les boîtes fixées au châssis, si l'on désigne par P et P' les pressions inégales de la caisse sur les deux portées de l'essieu voisines de chaque roue, il suffira pour que le mouvement de rotation du système formé par l'essieu et les deux roues demeure uniforme, que l'on ait :

$$(A+A')R=fr(P+P').$$

Les deux forces d'adhérence A et A' demeurent indéterminées; leur somme est seule déterminée, et par conséquent la force de traction ou d'impulsion ne tendra point à faire dévier le chariot de la ligne droite, lors même qu'elle agirait hors du plan vertical qui divise l'intervalle des roues en parties inversement proportionelles aux pressions P et P'. Toutefois les forces A et A' ont une limite supérieure; cette limite est la force qui serait nécessaire pour faire glisser les roues sur les rails, sans tourner. Ainsi en appelant Q, Q' les pressions respectives des deux roues sur les rails, f_1 le rapport du frottement à la pression qui convient aux roues, la limite de la force d'adhérence A sera f_1Q : la limite de la force d'adhérence A' sera f_1Q'. Il faudrait

Les jantes des roues des waggons qui circulent sur les grandes lignes de chemins de fer ne sont pas cylindriques, mais légèrement coniques. Leur surface est celle d'un tronc de cône, dont la grande base, tournée du côté de l'intérieur de la voie, est contiguë au boudin ou rebord saillant, destiné à maintenir la roue sur le rail. La conicité des roues permet de laisser plus de jeu entre les boudins et les rails, et nous paraît aussi offrir quelques avantages, quand le chariot se meut en ligne droite. Si en effet l'effort de traction ou d'impulsion est oblique à l'axe de la voie, cet effort peut faire glisser les roues à jantes cylindriques sur les rails, dans le sens perpendiculaire à la voie, jusqu'à ce que les boudins de ces roues viennent presser les rails, et frotter contre eux. Au contraire, avec des roues à jante conique, l'obliquité de l'effort de traction ou d'impulsion produira bien d'abord un mouvement transversal, mais aussitôt les roues situées du côté vers lequel le chariot a été porté, s'appuieront sur le rail par une circonférence d'un rayon plus grand que les roues opposées. Ces roues étant assujetties à faire le même nombre de tours, celles qui ont le plus grand rayon avanceront plus rapidement que les opposées ; ce mouvement tendra à reporter l'axe du chariot dans l'axe de la voie, et pourra l'y ramener avant que les boudins des roues viennent s'appuyer contre le rail. A côté de cet avantage de la conicité des jantes, dans le parcours rectiligne, qui consiste à prévenir la friction des boudins contre les rails, il y a cependant un inconvénient. Si le centre de gravité du chariot

---

que la charge du chariot fut très-inégalement répartie, ou que l'effort de traction ou d'impulsion s'écartât beaucoup du plan vertical qui contient le centre de gravité du chariot, pour que les limites précédentes fussent dépassées.

Nous n'avons considéré, dans cette note, qu'un seul essieu. Il est évident que le même raisonnement s'applique à un chariot portant sur deux essieux et quatre roues, lorsque la ligne parcourue est droite. Nous avons négligé, dans l'évaluation de la résistance due au frottement à l'essieu, l'influence de l'effort de traction pour ne tenir compte que de la charge du chariot. L'introduction de l'effort de tirage dans le calcul de cette résistance ne changerait rien aux conséquences déduites des considérations précédentes, et qui découlent de ce seul principe : lorsque les roues sont indépendantes et mobiles autour des fusées, la force d'adhérence de chaque roue pour les rails a une valeur fixe et déterminée. Quand les roues font corps avec l'essieu, ces forces d'adhérence peuvent au contraire être considérées comme indéterminées ; leur somme, et la limite supérieure de chacune d'elles sont seules déterminées.

ne se trouve pas dans le plan vertical perpendiculaire au milieu des essieux, le chariot ne peut être en équilibre sur les rails, abstraction faite du frottement, qu'autant que les axes communs des essieux et des roues prennent une position inclinée à l'horizon, de façon que les roues les plus chargées, par suite de la position du centre de gravité, s'appuient sur les rails par des circonférences de rayons plus courts que les roues opposées. Mais, dès lors, la différence entre les rayons des roues tend à ramener l'axe du chariot dans l'axe du chemin, et, il doit résulter de ces deux tendances contraires un mouvement du chariot serpentant entre les rails, enfin le mouvement appelé de *lacet* dans lequel toutefois les boudins des roues peuvent ne pas venir presser les rails; ce bercement, qui ne laisse pas que d'être incommode pour les voyageurs qui parcourent les chemins de fer, est au surplus sans inconvénient pour les chariots ou waggons chargés de marchandises. En définitive, l'expérience a démontré que la conicité des jantes des roues était avantageuse, et il nous paraît que les avantages que cette forme procure sont au moins aussi marqués dans le parcours des lignes droites que dans celui des parties courbes.

Disposition des rails dans les courbes. — Dans les parties courbes des chemins de fer, les chariots dont les roues ont des jantes cylindriques, sont poussés par la force centrifuge du côté du rail extérieur, et les boudins des roues se rapprochent de ce rail, à moins que l'effort de traction ou d'impulsion ne soit incliné sur le rayon de la courbe décrite, de façon à contre-balancer la force centrifuge. En même temps, les roues portées par le rail extérieur, ayant à parcourir un développement plus étendu que les roues opposées, il faut, puisqu'elles sont assujetties à faire le même nombre de tours, que les unes ou les autres glissent sur les rails. Enfin les essieux étant assujettis à demeurer parallèles, le mouvement curviligne du chariot ne peut avoir lieu sans que les roues glissent à chaque instant sur les rails dans le sens transversal, du côté du centre de la courbe. Il est, de plus, indispensable de laisser un jeu suffisant entre les boudins des roues et les rails, pour que les boudins puissent être contenus entre les rails, dans les parties courbes du chemin. Ce jeu doit être évidemment d'autant plus considérable, que les essieux assujettis à demeurer parallèles sont plus distants les uns des autres.

Plusieurs moyens ont été proposés pour atténuer les résistances passives dues au glissement longitudinal ou transversal des roues, dans les parties courbes, ainsi qu'à la tendance à sortir des rails, occasionnée par l'action de la force centrifuge.

On a d'abord exhaussé le rail extérieur, de façon à ce que la gravité eût, dans le sens du rayon de la courbe décrite, une composante opposée à la force centrifuge.

Si on désigne par R le rayon moyen de la voie, celui de la courbe décrite par le centre de gravité du chariot, par a la largeur de la voie, par e l'exhaussement du rail extérieur sur le rail intérieur, par V la vitesse de circulation du chariot, la force accélératrice résultant de la force centrifuge sera égale à $\frac{V^2}{R}$.

Le poids du chariot et les pressions normales exercées sur les roues par les rails doivent se réduire à une force unique égale et directement opposée à la force centrifuge. Si on désigne par P et P′ les pressions exercées par les roues sur les rails, par M la masse du chariot, cette condition est exprimée par les équations suivantes :

$$(P + P')\frac{e}{\sqrt{a^2+e^2}} = M\frac{V^2}{R},$$

$$(P + P')\frac{a}{\sqrt{a^2+e^2}} = Mg,$$

$$Pd = P'd',$$

d et d' étant les distances respectives du centre de gravité du chariot aux lignes suivant lesquelles sont dirigées les pressions P et P′, ou, ce qui est la même chose, les distances de la projection du centre de gravité sur la transversale à la voie, aux deux points d'appui sur les rails.

Des deux premières équations on tire :

$$\frac{V}{gR} = \frac{e}{a}, \text{ d'où } e = \frac{a}{R}\ \frac{V^2}{g}.$$

Ainsi l'exhaussement du rail extérieur doit être proportionnel à la largeur de la voie, au carré de la vitesse du chariot, et en raison inverse du rayon de courbure.

Divers moyens usités, pour éviter le glissement des roues, dans les courbes. — L'exhaussement du rail extérieur prévient la pression latérale des boudins des roues contre le rail extérieur et la tendance au déraillement, mais il n'empêche pas le glissement des roues sur les rails, soit dans le sens de la tangente à la courbe décrite, soit dans le sens du rayon transversal. Pour éviter le glissement sur les rails, dans le sens longitudinal, on a proposé de rendre les roues indépen-

dantes, en ajustant chaque roue sur un essieu particulier. Cette construction exige quatre essieux au lieu de deux pour un chariot. Elle a, pour le parcours des parties rectilignes, à peu près les mêmes inconvénients que les roues mobiles sur les fusées d'essieux fixés invariablement au châssis du chariot, et, de plus, les roues opposées ne sont plus en face l'une de l'autre. Les *fig.* 17, 18 et 19, *Pl. XXIX*, représentent un semblable chariot à quatre essieux, qui était employé dans les mines de la Silésie. D'après M. Héron de Villefosse, l'expérience a, en effet, démontré que ces chariots donnaient lieu à une résistance moindre dans les parties courbes, mais qu'ils étaient désavantageux, dans le parcours des lignes droites.

On a proposé ensuite, en conservant toujours les essieux mobiles et une des roues invariablement fixée à chaque essieu, de laisser l'autre roue libre de tourner autour de la fusée. Cette disposition, employée d'abord par M. Beaunier, pour des waggons de terrassement du chemin de fer de Saint-Étienne à Andrezieux (Loire), a été ensuite appliquée à des chariots de mines de houille du bassin de Rive-de-Gier, par M. Marsais qui a publié un article à ce sujet dans les *Annales des Mines*. L'expérience a démontré qu'elle était d'un bon usage. Il est évident qu'elle doit présenter, dans le parcours des parties rectilignes, des inconvénients un peu moindres que les roues mobiles ajustées sur des essieux fixes, et que l'usure à la boite du moyeu de la roue doit être très-petite. Elle a, dans les lignes droites, ainsi que l'a observé M. Marsais, l'avantage d'éviter les inconvénients qui résultent de l'inégalité des rayons des roues, quand elles ne sont pas parfaitement circulaires et égales entre elles. Si l'on suppose le rail extérieur exhaussé de manière que l'action de la gravité contre-balance celle de la force centrifuge, sous la vitesse qne reçoit le chariot, et si l'on adopte en même temps les roues mi-fixes de M. Marsais, on aura évité la résistance due au glissement longitudinal des roues sur les rails et à la friction des boudins des roues, et il ne restera plus d'autre résistance particulière aux courbes, que le glissement transversal dans le sens du rayon, qui est une conséquence du parallélisme obligé des essieux.

Dans les mines où les chariots sont toujours conduits à très-petite vitesse, par des hommes ou des chevaux, et où une grande stabilité n'est pas nécessaire, on peut suffisamment atténuer la résistance due au glissement dans le sens transversal à la voie, en rapprochant les essieux l'un de l'autre. Ce rapprochement est même souvent utile pour faciliter le renversement du chariot, lorsqu'on veut le décharger. Ainsi, dans les mines des environs de Saint-Étienne, on franchit fa-

cilement, avec des chariots poussés par des hommes, dont les essieux sont distants de 0m,40 d'axe en axe, des courbes de 3 et même de 2 mètres de rayon, la largeur de la voie étant de 0m, 70 à 0m, 80.

On a encore indiqué d'autres moyens d'éviter les résistances dues aux frottements, et la tendance au déraillement dans le parcours des parties courbes.

M. Laignel a proposé, depuis longtemps, de poser, dans les courbes, le rail extérieur à plat, au lieu de le poser de champ, et de faire appuyer la roue extérieure sur ce rail par le boudin ou bourrelet, de manière que le diamètre de la roue extérieure devînt plus grand que celui de la roue opposée. Le système des deux roues fixées sur un même essieu, est alors analogue à un tronc de cône, et l'on a pensé que si le sommet du cône se trouvait situé sur la verticale élevée au centre de courbure des rails, ce cône se mouvrait de lui-même circulairement, en roulant sans glisser sur le plan qu'il toucherait toujours par une génératrice, sans que les rails exerçassent aucune pression latérale sur les roues. Le moyen proposé par M. Laignel nous paraît moins bon dans les applications que celui qui consiste à laisser une des roues libre de tourner autour de l'essieu, en même temps qu'on exhausse le rail extérieur.

Chariots à larges jantes coniques, et chemins de M. Serveille aîné. — M. Serveille a proposé de faire porter le chariot sur de larges roues coniques fixées deux à deux sur des essieux mobiles. Il a exécuté, dans une carrière de pierre à bâtir située près de Meudon, un chemin de fer dont la voie varie de 27 à 30 centimètres de largeur, sur laquelle circulent des chariots chargés de 600 kilogrammes de moellon, et dont les roues sont remplacées par des troncs de cône opposés par leur grande base. Les *fig.* 1 et 2, *Pl. XXX* représentent un de ces chariots. Ils circulent dans des courbes d'un rayon excessivement court, et sur un chemin dont la voie est fort irrégulière, tant pour la largeur qui n'est pas constante, que pour le plan de pose des rails, les deux rails parallèles étant sur plusieurs points situés à des niveaux différents. Malgré ces irrégularités, et des rayons de courbure très-petits, les chariots n'abandonnent point les rails, sur lesquels ils prennent des positions inclinées d'un côté ou de l'autre, suivant l'inclinaison transversale de la voie, et aussi suivant la position du centre de gravité du chariot et la direction de l'effort de traction.

Il nous paraît que le mode de construction adopté par M. Serveille aura de grands avantages sur tous les autres, dans les localités où il sera impossible, par suite de circonstances particulières, telles que

la mobilité du sol, de maintenir la voie dans un état de régularité et de propreté convenable. Il est certain que le chariot porté sur de larges roues coniques ne sort pas de la voie, et que lorsque les essieux s'inclinent de manière à ce que les roues roulent sur des rayons inégaux, l'inégalité même des rayons, par suite du frottement de glissement qui en résulte, tend à ramener l'axe du chariot vers l'axe de la voie. Le chariot se tient alors en serpentant entre les rails, et se berçant sur eux, pour ainsi dire, sans que les rebords des troncs de cône viennent les presser. Les *fig.* 3 et 4, *Pl. XXX* représentent le *chair* adopté par M. Serveille, la manière de le fixer par deux vis sur les traverses en bois, et d'y assujettir les bandes de fer méplat qui constituent les rails. La *fig.* 6 est le plan horizontal du chemin de la carrière de Meudon. La *fig.* 5 est le profil du terrain, sur lequel ce chemin et le plan incliné automoteur, qui en fait partie, sont établis. La *fig.* 7 représente sur une plus grande échelle, deux parties rectilignes réunies par deux courbes demi-circulaires de rayons très-petits, sur lesquelles un homme fait circuler assez facilement les chariots à trains coniques de M. Serveille, chargés de 600 kilogrammes de moellon.

En définitive, lorsque le sol des galeries présente une solidité suffisante, pour que le chemin de fer puisse être entretenu dans un état de régularité et de propreté convenables, on pourra adopter, pour les chariots de mines circulant sur des railways, la construction suivante : Placer les essieux aussi près l'un de l'autre que le permet le degré de stabilité qu'il est indispensable de conserver ; laisser les essieux mobiles dans les boîtes fixées aux châssis du chariot, et en même temps une des roues mobiles autour de la fusée de l'essieu. Employer des roues cylindriques à larges jantes, avec boudins intérieurs qui laissent un jeu de 2 à 3 centimètres entre eux et les rails, quand le chariot est dans l'axe de la voie. Dans les courbes, exhausser le rail extérieur d'une quantité déterminée par l'équation :

$$e = \frac{a}{R} \frac{V^2}{g},$$

dans laquelle on fera V égal à la vitesse moyenne de circulation des chariots.

Dans le cas où la mobilité du sol des galeries ne permet pas de tenir la voie en bon état de régularité et de propreté, le mode de construction adopté et appliqué par M. Serveille nous paraît préférable à tout autre. En donnant, ainsi qu'il l'a fait, une très-petite largeur à la voie, et rapprochant beaucoup les essieux, la stabilité

du chariot est très-faible, ou plus exactement, il n'est pas nécessaire d'élever beaucoup le centre de gravité du chariot pour le renverser en avant, en arrière ou sur les côtés. Cela facilite le déchargement, sans donner lieu cependant au renversement accidentel du chariot, dans le parcours; mais il serait impossible d'employer ce mode de construction pour les chariots à plates-formes sur lesquelles on placerait des bennes un peu élevées.

Formes et devis de chariots et de rails employés dans les mines. — Les diamètres des roues des chariots de mines sont généralement petits, parce qu'ils sont limités par la hauteur des galeries de roulage. Dans les mines dont les galeries ont de 1m,50 à 2m de hauteur, le diamètre des roues est le plus ordinairement de 33 à 40 centimètres. Les boudins ont une saillie de 20 à 25 millimètres; quant aux diamètres des portées des essieux, ils dépendent de la charge du chariot. Il vaut mieux donner aux essieux un diamètre plus fort, ce qui augmente un peu les résistances dues au frottement, que d'avoir des ruptures d'essieu. Voici, comme exemple, les dimensions principales et le devis d'un chariot employé dans les mines de houille de Roche-la-Molière (Loire).

Diamètre des roues à la jante.	0m,33
Diamètre des portées tournées des essieux. . . .	0m,03

La caisse en bois contient 7 hectolitres 1/2 de houille d'un poids de 600 kilogrammes.

Le poids total du chariot, y compris les roues, est de 180 kilogrammes. Le devis est comme suit:

		fr.	c.
	Ferrures et essieux, 27 kil. à 1 fr.	27	»
	4 roues en fonte de fer, 70 kil. à 38 fr. les 100 kil.	26	60
	4 paliers en bronze pour recevoir les portées des essieux, 2k,60 à 3 fr. 60. c. le kil.	9	36
	Clous, 1k à 90 c.	»	90
Caisse	14 mètres courant de bois de frêne pour le châssis, à 0 fr. 30 c. le mètre.	4	20
Caisse	6 mètres carrés de planches minces en pin, à 1 fr. 07 c. le mètre carré.	6	42
Caisse	3 journées pour la façon, à 3 fr.	9	»
	Prix total du chariot. . . .	85	48

Le chemin sur lequel circulent ces chariots est formé de bandes de fer méplat de 0m,07 de hauteur sur 0m,011 de large, posées de champ

sur des traverses distantes de mètre en mètre. La largeur de la voie est de $0^m,80$. Le prix du mètre courant a été comme suit :

	fr. c.
$10^k,811$ de fer à 33 fr. 25 c. les 100 kil. . . .	3 51
1^m, 13 courant de bois de pin pour traverse, à 0 fr. 50 c. le mètre.	» 56
2 coins.	» 05
Pose	» 41
Terrassement dans la galerie.	» 13
Total.	4 66

Les bandes de fer sont trop faibles dans le sens transversal. En portant leur épaisseur à 15 millimètres au lieu de 11, cela augmenterait de 1 fr. 28 cent. le prix du mètre courant qui serait ainsi de 5 fr. 94 cent.

Dans les mines de Blanzy, les rails sont des barres en fer de $0^m,058$ de hauteur sur $0^m,0135$ d'épaisseur; ils pèsent 5 kilogrammes au mètre courant. Ils sont encastrés dans des traverses en bois distantes de $0^m,60$ à $0^m,90$; la voie est de $0^m,80$. Les chariots portent de 6 à 8 hectolitres de houille dont le poids est de 650 kilogrammes net. Ces rails ont des dimensions trop faibles ; ils sont mis hors de service, suivant M. Harmet, au bout de 4 ans d'un service actif, et sont souvent pliés par le poids des masses transportées, ou brisés par les chocs. M. Harmet pense que les dimensions devraient être augmentées de 1/5 dans tous les sens.

Deux ouvriers un peu habitués à ce travail, peuvent poser dans leur journée 25 mètres de voie de fer. Le posage leur est payé à raison de 25 centimes le mètre courant. Le prix de la voie est comme suit :

	fr. c.
10 kil. de fer en barre.	3 40
1,6 traverse de bois à 0 fr. 50 c.	» 80
3,2 coins à 2 fr. les cent.	» 064
Transport à pied d'œuvre.	» 016
Pose.	» 25
Total.	4 53

On pourrait, au lieu d'augmenter les dimensions des bandes de fer, rapprocher les traverses de façon à ne laisser entre elles qu'une distance de 50 centimètres. L'augmentation de prix serait à peu près la même dans les deux cas.

Pente des chemins de fer établis dans les voies principales de roulage. — La pente des voies de fer placées dans l'intérieur des mines dépend surtout des diamètres qu'il est possible de donner aux roues, et de l'état de propreté dans lequel il est possible de les entretenir. Cette pente, du côté vers lequel se fait la masse des transports, varie généralement de 5 à 10 millimètres par mètre; elle est d'environ 10 millimètres pour les roues de $0^m,30$ à $0^m,40$ de diamètre. Pour des roues de 60 à 70 centimètres de diamètre, elle est réduite sans inconvénient à 5 millimètres.

Travail des hommes et des chevaux employés au roulage sur des chemins de fer souterrains. — Le travail utile d'un homme employé à pousser des chariots sur un chemin de fer, estimé par le produit du poids transporté dans la journée, et de la distance à laquelle il est transporté, dépend surtout de la capacité du chariot et augmente avec celle-ci. La raison en est qu'une grande partie de la force musculaire de l'homme est employée à se transporter lui-même. Quelque faible que soit l'effort que le rouleur doive exercer sur le chariot qu'il pousse ou qu'il traîne, il ne peut pas parcourir au delà de 32.000 mètres par jour, et comme la moitié de cette distance correspond au retour à vide, il ne parcourt utilement qu'une distance de 16.000 mètres au plus. Ainsi, si l'on fait usage de chariots qui ne contiennent que 150 kilogrammes de matière, comme les anciens chariots allemands qui roulent sur des chemins de bois, le travail utile de chaque rouleur ne saurait dépasser $150 \times 16.000 = 2.400.000$ kilogrammes transportés à un mètre.

Au contraire, si l'on fait usage de chariots portant 600 kilogr. chacun, et construits passablement bien, comme, par exemple, celui des mines de Roche-la-Molière, dont nous avons donné les dimensions, le rouleur pourra parcourir de 16.000 à 20.000 mètres par jour, soit en moyenne 18.000 mètres, et son travail utile sera de $600 \times 9000 =$ 5.400.000 kilogrammes transportés à un mètre. C'est en effet là le travail utile et journalier des rouleurs employés à Roche-la-Molière et dans d'autres mines de houille du département de la Loire, de la Prusse rhénane, etc.; tandis que le travail utile des rouleurs dans les mines de houille du département du Nord, où les chariots sont petits à cause de la faible hauteur des galeries, ne dépasse pas 2.400.000 à 3.000.000 kilogr. transportés à un mètre.

Si les dimensions des galeries sont suffisantes pour recevoir des chariots encore plus grands, et pouvant porter jusqu'à 1000 kilogr. de houille, l'effort de traction ou d'impulsion du rouleur n'est cependant pas beaucoup plus considérable, parce qu'on donne alors un

plus grand diamètre aux roues, comparativement à celui des portées des essieux. Le rouleur peut encore parcourir 16,000 mètres dans sa journée, et son travail utile approche de 8,000.000 kilogrammes transportés à un mètre. Quand les dimensions des galeries permettent de faire usage de chariots d'une aussi grande capacité, elles permettent généralement aussi de remplacer pour le traînage, les hommes par les chevaux. Un cheval traîne à la fois de 3 à 5 waggons ainsi chargés de 1000 kilogrammes chacun, et parcourt dans la journée, de 30.000 à 20.000 mètres, suivant qu'il traîne 3 ou 5 waggons à la fois, la voie étant régulière et en bon état de propreté. Le travail utile journalier du cheval, est ainsi de 45 à 50 millions de kilogrammes transportés à un mètre de distance.

Ainsi dans la mine de Crumlyn (dans le sud du pays de Galles), le cheval traînant 3 chariots à la fois chargés de 1000 kilogrammes chacun, sur un tramm-road, parcourt 31.408 mètres par jour, et transporte 48.983.088 kilogrammes à 1 mètre. La pente du tramm-road est de $\frac{1}{88}$.

Sur le tram-road qui va de la mine de houille de Gerhard près Saarbrücken, au dépôt situé sur les bords de la Sarre, et dont la pente est de 14 millimètres par mètre, un cheval traînant à la fois 10 chariots chargés de 516 kilogrammes de houille chacun, parcourt journellement 19.750 mètres, et son effet utile et journalier est ainsi de 50.956 290 kilogrammes transportés à un mètre.

Dans la mine de houille de Janon, près de Saint-Etienne, un cheval traîne à la fois, suivant M. Gervoy, 7 chars portant 600 kilogrammes de houille chacun, sur un chemin à ornières saillantes, dont la pente est de 5 millimètres par mètre et parcourt journellement 22.000 mètres. Son travail utile journalier est donc de 46.200.000 kilogr. transportés à un mètre. Les chariots employés dans la mine de Janon sont des chars à bennes, c'est-à-dire qu'ils sont formés d'un simple châssis couvert d'un plancher, sur lequel on pose quatre bennes contenant chacune 150 kilogr. de houille. Comme les quatre bennes pèsent ensemble 150 kilogrammes, tandis que les parois latérales d'une caisse de waggons en bois léger, comme on les construit dans les mines de houille, n'en pèseraient pas plus de 50 à 60, la disposition particulière du char à bennes équivaut à une augmentation réelle d'un sixième du poids de la houille placée dans un chariot à caisse ordinaire. Dans les mines du nord de l'Angleterre, et sur des voies horizontales à ornières creuses, le travail utile du cheval ne serait, d'après M. Piot, que de 20.389 kilogr. transportés à 1000 mètres ; ce n'est

pas la moitié du travail utile des chevaux dans la mine de Janon; mais le cheval, dans les mines anglaises, ne traîne que 1.800 kilogr. à la fois, au lieu de 4.200, et la distance qu'il parcourt journellement, moitié sous cette charge, moitié en ramenant les chariots vides, ne dépasse pas 20.000 mètres.

Les résultats rapportés ci-dessus, en ce qui concerne le travail des rouleurs, supposent que le rouleur ne s'occupe pas du chargement de son chariot, et que le déchargement peut se faire avec facilité et promptitude, par des dispositions particulières dont quelques-unes seront indiquées plus tard. Le rouleur se repose, pendant le temps employé au chargement qui ne doit pas dépasser un cinquième de la durée totale de la journée de travail.

Les *fig.* 20 et 21, *Pl. XXIX*, représentent le chariot employé dans les mines de Blanzy. Les *fig.* 17, 18 et 19, même planche, représentent, d'après la *Richesse minérale* de M. de Villefosse, le chariot à caisses mobiles et à quatre essieux employé dans la mine de Königsgrube, en Silésie. On voit que le chariot de Blanzy se vide par devant, et qu'à cet effet la face antérieure est mobile autour d'une charnière horizontale. Pour faciliter le déchargement, les pièces de bois latérales qui supportent le plancher et les côtés de la caisse, se prolongent à l'arrière comme les manches d'une brouette. Le chariot de Königsgrube est une plate-forme sur laquelle sont placées trois caisses de forme à peu près cubique.

Ce n'est que dans les galeries d'allongement exécutées suivant la direction des gîtes, que l'on peut donner aux voies de roulage la pente la plus favorable pour les transports, qui demeure comprise, ainsi que nous l'avons dit, entre 5 et 10 millimètres par mètre, suivant l'état de propreté de la voie et les diamètres des roues.

Transport dans des galeries inclinées. — Les minerais exploités au dessus et au dessous du niveau de ces voies principales doivent y être amenés par des galeries plus fortement inclinées, ascendantes ou descendantes, ou par des puits verticaux.

Parcours des galeries obliques à la direction, ou diagonales. — Lorsque l'inclinaison du gîte est assez peu considérable, et que l'exploitation a lieu à un niveau supérieur à celui de la voie de roulage principale, on établit quelquefois les communications entre celle-ci et les étages supérieurs par des galeries obliques à la direction, dites diagonales, creusées dans le gîte, ou ménagées au milieu des remblais, sur le sol desquelles on établit des chemins de fer. Si l'inclinaison de ces galeries n'excède pas 5 à 6 centimètres par mètre, elles peuvent être encore parcourues par de petits chariots, dont on en-

raye une ou deux roues à la descente. Le moyen employé pour enrayer dépend du mode de construction du chariot, et consiste le plus ordinairement en une simple cheville en fer que l'on passe entre les rais d'une roue, et qui venant s'appuyer sur le corps du chariot, empêche la roue de tourner. Il serait d'ailleurs impossible de faire circuler sur des voies aussi inclinées les chariots chargés de 500 à 600 kilogrammes, qui parcourent la voie principale. Le parcours à la descente serait périlleux, et le rouleur aurait d'ailleurs de la peine à remonter le chariot vide d'un poids de 200 kilogrammes environ. Aussi l'on emploie souvent, dans ces voies latérales, des chariots plus petits sur lesquels on pose une caisse ou benne contenant 100 à 150 kilogrammes au plus de minerais. Ces caisses arrivées à la voie principale sont mises sur les chariots qui la parcourent et qui en portent plusieurs à la fois. Des dispositions doivent être prises pour faciliter le transbordement; la plus simple de toutes consiste à clouer au dessous de chaque benne deux patins en bois, garnis d'une bande de fer feuillard, qui permettent de la faire glisser à la manière des traîneaux. Les tabliers du petit et du grand chariot étant de niveau et rapprochés l'un de l'autre, on fait glisser la benne du petit chariot sur le grand, où elle est fixée par deux chaînes d'attache, ou par tout autre moyen. On peut aussi, dans le même but, garnir les caisses de roulettes. Enfin, dans les mines du nord de l'Angleterre, on se sert fréquemment, pour opérer le transbordement aux embranchements de voies, de petites grues en fonte, servies par un ouvrier particulier. Les galeries obliques, quand elles sont excavées dans le gîte, ont l'inconvénient de donner lieu à des piliers dont les angles aigus manquent généralement de solidité, et exigent des étais dispendieux. Aussi, préfère-t-on en général exécuter des galeries descendantes, suivant la ligne de plus grande pente, et l'on établit alors dans celles-ci, lorsque la pente dépasse 5 à 6 centimètres par mètre, des plans inclinés automoteurs, c'est-à-dire, dans lesquels les chariots vides sont remontés par les chariots pleins.

Grandes brouettes à deux roues. — On s'est servi assez avantageusement, dans les mines de Blanzy, de grandes brouettes à deux roues pouvant contenir, comme les chariots, 600 kilogrammes de houille. Les caisses de ces brouettes représentées *Pl. XXXI*, *fig.* 1, étaient montées sur deux brancards légers, terminés d'un côté par des poignées; vers l'autre extrémité elles portaient sur un essieu de chariot à deux roues, ayant la voie du chemin de fer. Deux pieds fixés sous les brancards, à l'arrière de la caisse, concouraient avec les deux roues pour soutenir la brouette, lorsqu'elle était au repos,

et servaient de frein, en s'appuyant sur les rails, quand elle était poussée sur une pente.

Suivant M. Harmet, deux hommes conduisaient cette brouette chargée de 600 kilogrammes. Sur les parties horizontales, l'un des rouleurs soutenait les bras de la brouette, et la maintenait en équilibre; l'autre, attelé en avant, la faisait rouler en tirant. Ils pouvaient la retenir sur des pentes de 0m,25 à 0m,30 par mètre. Dans ce cas, ils la laissaient porter sur ses pieds qui frottaient sur les rails, et ils augmentaient le frottement en pressant de tout leur poids sur les brancards. Quand la pente était très-rapide, on enrayait encore les roues.

Ces brouettes sont d'un bon usage, quand on a à descendre des pentes courtes et assez fortes. Elles ne peuvent absolument point être employées sur des rampes, quelque courtes et quelque faibles qu'elles soient. Il faut d'ailleurs, pour les conduire, de l'habitude et de l'adresse, et les ouvriers qui en manquent sont quelquefois blessés. Au surplus, leur usage a été supprimé aux mines de Blanzy, quand les distances à parcourir sont devenues un peu considérables, et on leur a substitué, avec beaucoup d'avantage, les chariots à quatre roues, avec des plans inclinés automoteurs pour franchir les pentes.

Plans inclinés automoteurs avec chaînes ou câbles sans fin. — Les plans inclinés automoteurs placés dans les mines sont généralement à double voie; l'une est occupée par les chariots pleins descendants, l'autre par les chariots vides qui remontent. Lorsque le plan incliné a une longueur un peu considérable, égale par exemple ou supérieure à 50 mètres, les chariots sont attachés à une chaîne sans fin qui se plie, au haut et au bas du plan incliné, sur une grande poulie de renvoi, ou sur un système de rouleaux convenablement disposés. Un frein placé à la partie supérieure du plan incliné sert à modérer la vitesse. La chaîne peut être placée sous les chariots; alors elle traîne sur le sol, ou elle est supportée par des rouleaux d'un diamètre assez petit pour pouvoir passer sous les essieux des chariots; ou bien, elle est placée sur les chariots et portée par eux. Cette dernière disposition est généralement la plus commode dans les galeries souterraines, parce que les roues des chariots n'ont qu'une petite hauteur, et qu'il serait difficile de creuser des fosses capables de contenir les grandes poulies ou les rouleaux sur lesquels devrait se plier la chaîne, aux deux extrémités du plan incliné.

La *Pl. XXXII* représente les appareils établis à la tête et au bas du plan incliné automoteur, construit par M. Serveille dans la car-

rière de pierres du bas Meudon, et dont la *fig.* 5, *Pl. XXX*, représente le profil.

La *fig.* 1 est une projection horizontale de la charpente et du système de rouleaux établis à la tête du plan incliné. La *fig.* 2 est une section verticale suivant la ligne XY de *fig.* 1, et la *fig.* 3 une section verticale suivant UV de *fig.* 1. Les *fig.* 4 et 5 sont des projections verticale et horizontale de la charpente établie au bas du plan. Dans les *fig.* 1 à 3, la chaîne sans fin en fer CC′ se plie sur quatre rouleaux en bois Rr, R′r′, tournant autour d'axes verticaux, et sur le contour desquels sont creusées les gorges représentées dans les *fig.* 2 et 3. Ces rouleaux sont montés dans un châssis formé de deux madriers QQ, Q′Q′, réunis par des entretoises, et fixés sur une charpente composée de six poteaux *p*, *p*, *p*... Ces poteaux portent sur un cadre formé de deux pièces longitudinales *s* et trois pièces transversales *a*. Celles-ci se prolongent en avant du côté du plan incliné, et reçoivent les pieds des arcs-boutants *bbb*. Deux freins doubles *ff*′ tournent autour de boulons verticaux placés entre les systèmes de poulies Rr, R′r′; ils pressent à la fois sur ces quatre poulies, en dessus et en dessous des gorges qui reçoivent la chaîne, lorsqu'on rapproche les manches de ces freins, dont les extrémités sont réunies par une corde, qui limite leur écartement. *x*, *x*, *x*, *x* sont les rails des deux voies. *k*, *k*... les *chairs* dans lesquels ils sont encastrés.

Au bas du plan incliné, la chaîne sans fin passe d'abord sur un des rouleaux *r*, *fig.* 5, puis sur les deux poulies de renvol *zz*, revient sur la poulie de renvoi *w*, de là sur les deux poulies *z′ z′*, et passe enfin sur le second rouleau *r*; elle s'appuierait sur les deux poulies *ss*, dans le cas où elle viendrait à échapper en dedans des rouleaux *r*, *r*. Les rouleaux *r*, *r* et la poulie *w* sont montés dans un même châssis formé de deux madriers horizontaux Q, Q′, et invariablement fixé sur la charpente. Les deux systèmes de poulies *zz*, *z′z′* sont montés dans un châssis formé de deux madriers horizontaux V, V′ liés par des entretoises. Ce châssis peut glisser sur les pièces horizontales qui constituent la plate-forme supérieure de la charpente. Il est à cet effet attaché à deux cordes, qui vont s'enrouler sur les treuils T, T′ placés à l'arrière. Ces treuils, munis de roues à rochet et à déclic D, D′, servent à donner à la chaîne sans fin une tension suffisante, en écartant le châssis mobile VV′ du châssis fixe QQ′.

Dans le plan incliné du bas Meudon, la chaîne sans fin est au dessus des chariots montants ou descendants. Ceux-ci sont accrochés par un bout de chaîne en fer terminée par un crochet, qui est représenté par les *fig.* 6, 7 et 8, *Pl. XXXII*. Les *fig.* 7 et 8 représentent chacune

une moitié de ce crochet, que l'on suppose coupé par un plan conduit suivant l'axe de sa tige, et parallèle aux plans dans lesquels sont pliés les deux demi-anneaux ou crochets, recourbés en sens inverse, dont il se compose. La *fig.* 6 est une projection sur un plan perpendiculaire à celui de la section précédente. On voit que la tige *t*, à son extrémité, se bifurque en deux crochets recourbés dans des plans parallèles, et dont l'ensemble présente une sorte de fourchette, qui doit être assez large pour que la chaîne sans fin puisse s'y engager facilement. Quand on veut accrocher un chariot, on engage d'abord la chaîne sans fin dans cette fourchette, puis faisant faire à l'appareil un quart de révolution dans le sens convenable, la chaîne sans fin se trouve engagée à la fois dans les deux crochets, passant au dessus de l'un et au dessous de l'autre, et tellement saisie que le crochet ne peut glisser sur elle. Pour opérer le décrochement, il suffit, quand le chariot est arrivé sur un palier horizontal, et que le bout de chaîne dépendant du chariot n'éprouve plus qu'une très-faible tension, de faire faire au crochet un quart de conversion, en sens inverse de celui dans lequel on a tourné pour accrocher. La chaîne sans fin est ainsi dégagée, comme elle a été engagée, avec une extrême promptitude. Plusieurs chariots pleins descendent sur l'une des voies, et sont à peu près également distancés, tandis qu'un nombre égal de chariots vides remontent sur l'autre voie. Un seul homme chargé de manœuvrer les freins *f*, *f'* règle la vitesse, pendant la marche, et arrête le mouvement, quand un chariot plein est arrivé au bas du plan incliné.

La *Pl. XXXIII* représente un plan incliné automoteur servant à descendre les chariots chargés de houille de la mine de Crumlyn, dans le comté de Montmouth, au niveau du canal de Newport.

Les deux voies établies sur la pente AB se prolongent sur les paliers horizontaux, qui sont à la tête et au pied du plan incliné. La chaîne sans fin en fer porte ici sur des rouleaux en fonte, placés de distance en distance dans l'entrevoie, et d'un diamètre assez petit pour passer sous les essieux des chariots. Elle se plie, aux deux extrémités du plan incliné, sur deux grandes poulies en bois tournant autour d'axes verticaux, ou très-légèrement inclinés sur la verticale. Ces poulies ont un diamètre égal à la distance des axes des deux voies; elles sont placées en contre-bas du sol, dans une fosse revêtue de maçonnerie, et par dessus laquelle se prolongent, de chaque côté de l'axe de la poulie, les rails en fonte qui sont posés sur des poutres; la fosse est d'ailleurs recouverte d'un plancher. La chaîne, portée sur des rouleaux horizontaux, passe sous le sol pour venir se plier sur

les poulies. En dessous de la poulie P, placée à la tête du plan incliné et sur le même arbre, est montée une roue R, d'un diamètre encore plus grand que celui de la poulie, et sur le contour de laquelle s'appliquent les machoires *mm'* d'un frein *ff'*, qui sont manœuvrées par le moyen d'un levier mobile dans un plan vertical. Les barres *ff'* tournent autour des boulons fixes *b*, *b'*. Les détails du mécanisme très-simple qui sert à serrer le frein sont représentés sur une plus grande échelle par la *fig.* 3. Les chariots sont liés à la chaine sans fin, par un bout de chaine en fer, terminée par un crochet qui s'engage dans un des anneaux de la chaine principale. A mesure qu'un chariot plein arrive à l'extrémité du palier supérieur, on l'accroche à la chaine sans fin; en même temps on accroche, au bas du plan incliné, un chariot vide à l'autre partie de la chaine; on pousse le chariot plein sur le bord de la pente, tandis que la chaine circule entrainée par le poids des waggons chargés qui se trouvent déjà engagés sur la pente, puis on laisse aller, en modérant la vitesse par le serrage du frein, jusqu'à ce qu'un chariot plein soit arrivé au bas, et un chariot vide au sommet du plan incliné. On arrête alors le mouvement de tout le système, et l'on décroche les chariots pour les remplacer par d'autres.

Le système des grandes poulies à peu près horizontales, analogue à celles du plan incliné de Crumlyn, convient aux cas où les roues des chariots sont assez élevées, pour qu'on puisse établir dans le milieu de la voie, des rouleaux qui portent la chaine sans fin, laquelle passe alors en dessous des chariots. Il faut d'ailleurs que les fosses où sont établies les poulies puissent être entretenues dans un grand état de propreté. Dans l'intérieur des mines, il vaudra mieux en général faire porter la chaine sur les chariots, que de la laisser trainer sur le sol. Les fosses seraient difficiles à creuser, et seraient fréquemment encombrées d'ordures; il sera donc préférable d'adopter un système analogue à celui qui est représenté dans la *Pl. XXXII.*

Puits verticaux et écluses sèches. — Quelquefois les chariots chargés de minerais sont descendus par des puits verticaux d'un niveau à un autre. La disposition adoptée, dans ce cas, consiste à diviser le puits de descente en deux compartiments, dans chacun desquels se meut une plate-forme mobile guidée dans le puits par des tiges en fer ou en bois, emboîtées par des fourchettes fixées aux plates-formes. Celles-ci portent un système de rails qui viennent prolonger les chemins de fer placés aux niveaux supérieur et inférieur, quand elles sont au haut ou au bas du puits. Elles sont attachées à une même chaine passant sur une poulie de renvoi établie

dans un plan vertical au dessus du puits, et dont le diamètre est égal à la distance des axes des deux compartiments. L'axe de la même poulie porte un disque sur lequel agit un frein, qui sert à modérer la vitesse. Ces dispositions étant semblables à celles qui sont adoptées, dans les mines où l'extraction s'opère au moyen de machines dites *balances d'eau*, nous ne nous y arrêterons pas plus longtemps, et nous renverrons le lecteur à l'article qui se rapporte à ces dernières machines.

Nous ajouterons seulement, que dans l'établissement des voies de transport au jour, lorsque les pentes seront très-rapides, il pourra être plus économique, dans certaines localités, de réunir les parties horizontales, ou légèrement inclinées dans le sens des transports, par des chutes verticales, que par des plans inclinés prolongés. Ces écluses sèches seront disposées comme le sont les balances d'eau. On évitera ainsi l'usage des câbles très-longs que nécessiteraient des plans inclinés, et les frottements considérables occasionnés par ces câbles. Le chemin de fer qui conduit les produits de la mine de houille de Decize au port d'embarquement, sur le canal du Nivernais, a été exécuté sur ce principe par M. Communeau. Le sol présentait une pente totale de 57 mètres, sur une longueur horizontale de 1900 mètres à partir de la mine. Cette pente est rachetée par cinq écluses sèches séparées par des parties à peu près horizontales.

Plans inclinés automoteurs d'une petite longueur. Chariots porteurs. — Sur la plupart des plans inclinés d'une petite longueur que l'on établit, dans l'intérieur des mines, suivant la ligne de plus grande pente, pour conduire à la voie principale de roulage les minerais exploités à un niveau supérieur, on ne fait point usage de chaînes, ou câbles sans fin. Deux câbles simples s'enveloppent sur un treuil établi à la partie supérieure du plan incliné; le chariot plein est attaché à l'extrémité de l'un d'eux; le chariot vide à l'extrémité de l'autre. La longueur des câbles doit être telle que le chariot plein arrive au bas du plein incliné, lorsque le chariot vide est remonté au niveau où il doit être chargé.

Dans les mines de houille, où il est très-important d'éviter les transvasements, on fait circuler dans les plans inclinés, des chariots porteurs consistant en une simple plate-forme qui est horizontale, malgré l'inclinaison de la voie, et sur laquelle sont deux bouts de rails qui viennent se placer sur le prolongement de ceux des voies établies dans les galeries horizontales, de sorte qu'on n'a qu'à pousser le chariot chargé ou vide sur le tablier du chariot porteur. Les *fig.* 2, 3 et 4 de la *Pl. XXXI* représentent les dispositions d'un semblable

plan incliné automoteur. Elles sont analogues à celles qui ont été mises en pratique par M. Harmet, aux mines de Blanzy, et dont cet ingénieur a publié la description dans les *Annales des Mines* (t. IV, 4e série, pag. 70 et suivantes).

Dans les *fig.* 2 et 3, *Pl. XXXI*, AA est la galerie principale de roulage, située au bas du champ d'exploitation, et dans laquelle est établi un chemin de fer. BB, B'B' sont des galeries de niveau, parallèles à la galerie inférieure; S S' est la ligne de plus grande pente de la couche. Les lignes horizontales *aa*, *a'a'*, *a''a''* indiquent dans le profil, *fig.* 2, le niveau du sol des galeries AA, BB, B'B' sur lequel sont posés les rails des chemins de fer placés dans ces galeries. On a dû rendre ce sol horizontal, à l'aide de remblais rapportés, à moins qu'on n'ait eu soin de le tailler horizontalement, dans le sens transversal, lors de l'excavation. Une double voie de fer est établie dans la galerie inclinée II', qui recoupe à angle droit les galeries de niveau, et qui a pour sol le mur même du gîte. Il en résulte que les rails du plan incliné se trouvent, au point de croisement, à un niveau plus bas que les rails placés dans les galeries horizontales, et ces derniers sont interrompus au croisement. Les chariots porteurs C,C' consistent en une plate-forme établie horizontalement sur les deux essieux, lorsque ceux-ci se trouvent dans un plan parallèle à celui de la voie inclinée, c'est-à-dire que le plan de la plate-forme coupe le plan commun des essieux sous un angle égal à celui que le plan incliné forme avec l'horizontal. Un treuil T avec frein est installé au dessus de la galerie de niveau la plus élevée B'B'. Deux cordes s'enroulent en sens inverse sur le treuil. A l'extrémité de l'une, qui est entièrement déroulée dans les *fig.* 2 et 3, est le chariot porteur C qui se trouve actuellement dans la galerie A; les bouts de rails *r*,*r'*, fixés sur la plate-forme de ce chariot, sont au niveau des rails établis sur le sol de la galerie A, et remplissent la lacune que le croisement de cette voie du plan incliné laisse dans la voie du fond. A l'extrémité de l'autre corde est le second chariot porteur, qui se trouve actuellement en face du chemin établi sur le sol de la galerie de niveau la plus élevée B'B'. Cela posé, un chariot vide étant amené par la voie de fond sur le premier chariot porteur, et un chariot plein étant amené par la voie B'B' sur le second chariot porteur, l'ouvrier spécialement placé au frein du treuil supérieur soulèvera le frein, et le poids du chariot plein descendant fera remonter le chariot vide. Celui-ci arrivera vis-à-vis la voie de roulage de la galerie B'B', en même temps que l'autre arrivera vis-à-vis la voie de roulage inférieure. Supposons, par exemple, que les chariots pleins arrivent au plan

incliné automoteur, en cheminant dans la galerie B'B', dans le sens indiqué par la flèche *zv*, et que les chariots pleins arrêtés au bas du plan incliné doivent être poussés dans la galerie AA, dans le sens *xy*. Admettons en outre que le chariot vide qui vient de monter ait parcouru la voie *nn'*, tandis que le chariot plein sera descendu par la voie *mm'*. Un autre chariot plein arrivant suivant la direction *zv*, se placera sans difficulté sur la plate-forme du chariot porteur supérieur; mais pour pousser le chariot plein, arrivé au bas du plan incliné, dans le sens *xy*, il faudra combler, par deux bouts de rails amovibles, la lacune existante entre les rails, qui sont placés en *u*,*u'* dans l'entrevoie, et le prolongement de la voie, lacune qui était comblée précédemment par la plate-forme du chariot porteur.

Ces rails amovibles resteront en place jusqu'à ce qu'un nouveau chariot vide ait été amené sur la plate-forme du chariot porteur. Ils seront alors enlevés, avant de laisser descendre un second chariot par la voie *nn'*. Le chariot vide remontera par la voie *mm'*, et deux bouts de rails amovibles devront être alors placés par dessus la voie *nn'*, au niveau de la voie de la galerie supérieure B'B', si le nouveau chariot plein arrive toujours dans le sens indiqué par la flèche *zv*. En définitive, il existera nécessairement une lacune dans les deux voies horizontales, dans l'espace correspondant à celui qui est occupé par celle des voies du plan incliné, sur laquelle ne se trouve pas le chariot porteur, et cette lacune devra être comblée par des bouts de rails amovibles, qu'on placera et déplacera facilement; ce seront, par exemple, des bouts de rails ordinaires, dont les extrémités se placeront dans les vides de deux coussinets en fonte, où seront engagées les extrémités des rails fixes posés dans la galerie ou dans l'entrevoie, de manière à ne remplir que la moitié de la longueur du vide de ces coussinets.

Dans la manœuvre, le chariot porteur du chariot plein viendra buter, au bas du plan incliné, contre un obstacle placé de façon à ce que les rails de la plate-forme de ce chariot se trouvent sur le prolongement des rails fixes. Le chariot porteur du chariot vide se trouvera alors exactement placé en face des rails de la voie supérieure, si les cordes ont la longueur convenable. S'il y avait un léger écart occasionné par l'extensibilité du câble, on y pourvoirait soit en poussant ce chariot à la main, soit en agissant sur les manivelles du treuil supérieur.

Lorsqu'on aura enlevé la totalité des minerais fournis par la voie supérieure B'B', et que l'on voudra descendre ceux qui viendront d'une autre galerie BB, il faudra disposer les câbles, de telle sorte que

l'un des chariots porteurs se trouve en face de la galerie BB, lorsque l'autre sera parvenu au bas du plan incliné. On peut, pour cela, ajouter à l'un des câbles une *prolonge* mobile d'une longueur égale à la distance entre les galeries B'B' et BB, ou bien, ce qui vaudra mieux, avoir toute la provision du câble sur le treuil, qui sera alors construit de façon que l'une de ses moitiés soit *folle* sur l'axe. Dans le premier cas, lorsque le chariot porteur du chariot vide sera arrivé en face de la galerie BB, l'autre chariot porteur n'étant pas encore arrivé au bas du plan incliné, on serrera le frein, on décrochera du câble le premier chariot porteur qu'on laissera dans la position où il est arrivé, on attachera au câble la prolonge ; on laissera ensuite le treuil libre de tourner, et quand le chariot chargé sera arrivé au bas du plan incliné, on accrochera le chariot porteur vide à l'extrémité de la prolonge, qui se trouvera arrivée en face de la galerie BB. Si l'on voulait au contraire, après avoir extrait les minerais de la galerie inférieure, passer à la galerie B'B', il faudrait enlever la prolonge, lorsque le chariot, qui est attaché à son extrémité, serait arrivé au pied du plan incliné, et monter, en agissant sur les manivelles du treuil, le chariot vide qui serait arrivé vis-à-vis la galerie BB, au niveau de B'B'.

Si l'une des moitiés du cylindre monté sur l'axe du tour est folle autour de cet axe, on passera de la galerie supérieure B'B' à une galerie inférieure, en débrayant le cylindre qui est fou sur l'axe, lorsque le chariot attaché au câble, qui s'enveloppe sur ce cylindre, sera arrivé en face de la galerie B'B', laissant descendre ce chariot en face de la galerie BB, et fixant ensuite de nouveau le cylindre sur l'axe. Pour passer d'une galerie inférieure à une galerie supérieure, on débrayera le cylindre mobile, lorsque le chariot chargé, attaché à la corde enveloppée sur ce cylindre, sera au pied du plan incliné ; on remontera le chariot porteur du chariot vide au niveau de la galerie supérieure, en agissant sur les manivelles du treuil, et en empêchant, pendant tout ce temps, le cylindre mobile de participer au mouvement du treuil. Ces manœuvres seront faciles si le treuil est bien construit. Il suffira que le cylindre mobile ait un petit frein particulier pour qu'on puisse d'une part modérer la vitesse de rotation qu'il prendra sous la charge, et d'autre part, l'empêcher complétement de participer à la rotation de l'axe, quand on fera la manœuvre inverse. L'embrayage et le débrayage du cylindre mobile pourront d'ailleurs se faire par un mécanisme extrêmement simple. Le cylindre mobile sera porté sur une partie ronde et tournée de l'axe du treuil : il sera monté sur deux bagues en fonte alésées, placées à ses deux extré-

mités, de manière à pouvoir glisser longitudinalement de quelques centimètres sur l'axe. Ces bagues seront saillantes en dehors du pourtour du cylindre pour former des rebords ; l'une d'elles viendra s'appliquer contre le bout du cylindre fixe, qui sera terminé par un disque en fonte ou en fer forgé faisant également saillie sur son pourtour. Des trous assez rapprochés seront percés dans les rebords du cylindre fixe et du cylindre mobile, et des clavettes en fer placées dans un ou deux de ces trous suffiront pour lier les deux cylindres, lorsqu'on voudra embrayer. Pour le débrayage, on ôtera ces clavettes ou verroux, et l'on écartera le cylindre mobile du cylindre fixe, en le faisant glisser sur l'axe au moyen d'un levier qui pourra en même temps servir de frein au cylindre mobile. Nous conseillerons l'usage des treuils ainsi construits pour tous les plans inclinés automoteurs, plutôt que l'usage des prolonges. Ils fourniront un moyen très-facile d'allonger ou de raccourcir au besoin les câbles ou chaînes, et par conséquent de corriger les effets de l'extensibilité de ces câbles ; ils seront utiles sous ce rapport, même dans le cas où le plan incliné ne devrait desservir qu'une seule galerie supérieure à la galerie principale.

Les chariots porteurs à plates-formes garnies de rails, devront être généralement employés pour les plans automoteurs établis suivant la pente de gîtes fortement inclinés. Dans l'exploitation des gîtes d'une inclinaison faible, il pourra être plus commode de se servir de chariots porteurs à plates-formes simples, destinées à porter les bennes qui seront également placées sur des chariots à plates-formes circulant dans les voies horizontales de roulage. Les *fig.* 5 et 6, *Pl. XXXI*, représentent les dispositions à prendre en pareil cas. La hauteur de la plate-forme du chariot porteur circulant dans la galerie inclinée, est réglée de manière à ce qu'elle se trouve précisément au niveau des plates-formes des chariots qui parcourent les voies horizontales, lorsque le chariot porteur est en face de cette voie. Le chariot circulant dans une voie horizontale étant amené contre le chariot porteur, *fig.* 6, on tire du premier chariot sur le second les bennes remplies de minerai, qui sont à cet effet garnies de patins. Les autres manœuvres sont d'ailleurs les mêmes que celles qui ont été précédemment décrites.

Lorsque le roulage est très-actif, un ouvrier est placé à poste fixe au service du plan incliné, et chargé de la manœuvre du frein. Les rouleurs demeurent, les uns dans les galeries supérieures, les autres dans la galerie générale de roulage, et font les manœuvres du transbordement des chariots ou des bennes.

Quand le roulage est moins actif, les mêmes rouleurs peuvent faire le service dans la galerie principale de roulage, le plan incliné automoteur, et les galeries de roulage supérieures. Ainsi, quand ils ont amené un chariot vide au bas du plan incliné, et qu'ils ont opéré le transbordement sur le chariot-porteur, ils gravissent le plan incliné, vont se mettre au treuil et remontent le chariot ou les bennes vides, en descendant un chariot ou des bennes pleines. Celles-ci sont accompagnées par les rouleurs qui les ont amenées des tailles, et les conduiront ensuite à l'extrémité de la galerie de roulage inférieure. Il y aura en général du temps perdu dans cette manœuvre, parce que les rouleurs n'arriveront pas simultanément au plan incliné par les galeries supérieure et inférieure. C'est au reste de cette manière que le service était organisé dans la mine de houille de Lucie, n° 3 (concession de Blanzy). Suivant M. Harmet, cette couche assez régulière est inclinée de 0m,25 par mètre. L'exploitation est divisée en étages, qui ont chacun 12 à 15 mètres de hauteur verticale, et sont subdivisés par des galeries horizontales distantes de 10 mètres mesurés suivant l'inclinaison de la couche. Toute la houille d'un étage est descendue par des plans inclinés automoteurs dans la galerie de roulage principale, exécutée au bas de cet étage, et qui aboutit au puits d'extraction. Les galeries dans lesquelles sont les plans inclinés, sont assises sur le mur même de la couche; elles ont au moins 3 mètres de largeur, et 2m,25 de hauteur. On se sert de chariots porteurs à plates-formes garnies de rails. Les chariots sont chargés de 600 kilogrammes de houille, et conduits par deux hommes qui opèrent eux-mêmes le chargement aux tailles. 12 rouleurs font chacun 25 voyages à une distance moyenne de 200 mètres, y compris le plan incliné. Deux hommes transportent ainsi $25 \times 600 = 15000$ kilogrammes à 200 mètres. Le travail de chaque homme consiste donc à transporter 7500 kilogrammes à 200 mètres et à charger cette quantité de houille dans les chariots. Ce travail se paie 2 francs, ce qui fait 0fr,0267 par 100 kilogrammes de houille chargés et transportés à 200 mètres de distance.

Quand le plan incliné est à l'une des extrémités de la voie principale et de la mine, on fait faire ordinairement le service par des rouleurs spéciaux qui opèrent le chargement aux tailles; le roulage dans les galeries courtes supérieures et la descente au niveau de la voie de roulage, sont payés à raison de 10 centimes par chariot contenant 600 kilogrammes, soit 0fr,0167 par 100 kilogrammes.

Dans une mine où existent des plans inclinés automoteurs, on ne peut guère mettre en activité simultanément deux plans inclinés qui

aboutissent à la même galerie ou portion de galerie générale. On comprend que le passage des chariots venant du plan incliné le plus reculé serait fréquemment retardé par l'interruption de la voie au bas de l'autre plan incliné, à moins cependant que l'on n'établit, ce qui serait possible, une seconde voie, dans le voisinage du point où aboutit ce dernier plan incliné, voie qui ne serait jamais interrompue, et se rattacherait à la voie principale à quelque distance en avant et en arrière du point de croisement. On doit aussi extraire à la fois tout le minerai d'un étage, avant de passer à un autre étage desservi par le même plan incliné, ce qui exige que les mineurs rangent le minerai qu'ils ont abattu, et le laissent accumulé derrière eux, pendant une journée entière, ou au moins une demi-journée.

Cheminées et couloirs. — Dans l'exploitation des gîtes très-fortement inclinés, et principalement des minerais métalliques, les minerais des étages supérieurs sont simplement jetés par des cheminées, ou des couloirs rectangulaires en planches, dans la voie principale de roulage. Les couloirs en planches sont quelquefois fermés en bas par une trappe que l'on ouvre, pour laisser tomber les minerais, dans le chariot qui vient se placer au dessous. La trappe tourne à charnière autour du bord de l'une des faces latérales du couloir. Celui-ci est coupé obliquement; la manœuvre de la trappe peut se faire au moyen d'un double pignon denté à manivelle, dont l'axe est porté par la paroi du canal, et de deux secteurs circulaires liés à la trappe, dont les centres sont situés sur l'axe de la charnière de la trappe. Les *fig.* 7 et 8, *Pl. XXXI*, représentent cette disposition.

Élévation des minerais sur des rampes. — Les minerais doivent aussi être quelquefois élevés sur des rampes assez fortes. Cela arrive toutes les fois que l'on exploite au dessous du niveau des galeries d'allongement, et on est obligé de le faire, lorsque les gîtes s'enfoncent sous le lit de la mer, de rivières, ou sous des terrains à travers lesquels le creusement de puits serait sujet à des difficultés considérables.

L'élévation des minerais sur des rampes ne peut être exécutée économiquement par des hommes ou des chevaux, qui parcourent un chemin égal à celui des chariots, que lorsque les pentes sont modérées, et ne dépassent pas 5 à 6 centimètres par mètre. Il faut autant que possible utiliser le poids du chariot qui descend à vide, pour équilibrer le poids de celui qui remonte plein, afin de n'avoir à élever que le poids utile des minerais, et il faut aussi faire en sorte d'utiliser le poids du moteur animé pour augmenter l'effort de traction. On arrive à ce résultat en établissant dans la galerie inclinée deux voies

parallèles, dont l'une porte le chariot plein ascendant, et l'autre le chariot vide descendant. Ces deux chariots sont liés l'un à l'autre par une chaîne ou câble qui se plie, à la partie supérieure de la galerie, sur une poulie, ou sur des rouleaux à axe vertical. Le moteur, l'homme ou le cheval, tire le chariot vide, en descendant suivant la pente, et la corde d'attache remonte le chariot plein sur la voie parallèle. Le moteur remonte à vide pour aller s'atteler à un autre chariot vide, et remonter un autre chariot plein. Cette disposition a donné de très-bons résultats dans les mines de houille de Rive-de-Gier, où je l'ai vu mettre en usage, il y a plus de vingt ans, pour élever sur le sol des galeries dont la pente était assez forte, des bennes à patins. Suivant M. Germoy, un cheval agissant de cette manière dans la mine de houille de la Grand-Croix, élève une à une 90 bennes chargées de 200 kilogrammes chacune, sur le sol d'une galerie longue de 50 mètres, et inclinée de 40 degrés. Le cheval parcourt donc dans sa journée 900 mètres, moitié en descendant, moitié en remontant. Il transporte 900,000 kilogrammes à 1 mètre de distance horizontale, et élève 577,000 kilogrammes à 1 mètre de hauteur verticale. Le travail utile serait beaucoup plus considérable si le roulage avait eu lieu sur des rails en fer. Il est permis de croire qu'il aurait été à celui qui a été observé, avec des traîneaux, dans le rapport de 4 ou 5 à 1. Au surplus, les pentes de 40 degrés dépassent celles que les moteurs animés peuvent parcourir avec avantage, et nous ne conseillerons pas en général de faire usage de la méthode précédente, sur des voies dont l'inclinaison excéderait 20 centimètres par mètre de longueur mesurée suivant la pente (11 à 12 degrés). Les dispositions de la poulie ou des rouleaux établis en tête de la rampe sont semblables à celles que nous avons décrites pour les plans inclinés automoteurs. On pourrait même faire usage, pour l'ascension des rampes, de chaînes sans fin, dont les deux parties s'équilibreraient mutuellement. Mais il semble que cette prtaique aurait plus d'inconvénients que d'avantages, à cause de l'embarras qu'occasionnerait la nécessité d'établir une seconde poulie de renvoi, au bas du plan incliné, et surtout de la gêne que la chaîne sans fin apporterait aux mouvements du cheval ou de l'homme qui descendrait la rampe.

Sur des rampes très-fortes, on élève habituellement les chariots au moyen de manéges intérieurs, ou de machines à vapeur, qui sont quelquefois installés dans la mine, à la tête des rampes, et d'autresfois à la surface. Dans ce dernier cas, les câbles qui remontent les chariots sur la rampe, circulent dans un compartiment particulier, isolé du puits d'extraction.

Les manéges, ou baritels à chevaux intérieurs, ont l'inconvénient de nécessiter des excavations vastes et d'une grande hauteur, qui coûtent très-cher dans les roches dures, et exigent un muraillement ou un boisage, d'un entretien fort dispendieux, dans les roches tendres ou médiocrement dures. Il importe, quand on veut en établir, d'adopter des dispositions telles que l'emplacement nécessaire soit réduit aux plus petites dimensions possibles. Quand on fait usage d'un manége à axe vertical, l'emplacement nécessaire est réduit de beaucoup, si on construit la machine de manière que le cheval ne soit pas obligé de tourner alternativement dans les deux sens opposés. Car le cheval, pour se retourner, doit passer par dessous les bras du manége, ce qui force à exhauser beaucoup ces bras, ou bien tourner en dehors, ce qui nécessite un accroissement considérable du diamètre du manége. Pour éviter de retourner le cheval, on peut employer une disposition analogue à celle des plans inclinés automoteurs, avec chaîne sans fin. La chaîne sans fin passerait sur une poulie montée sur l'arbre vertical du manége, et pour qu'elle ne glissât pas dans la gorge de la poulie, on garnirait au besoin le fond de celle-ci d'aspérités produites par des têtes d'aiguilles pyramidales en fer, auxquelles s'accrocheraient les anneaux du câble en fer. On peut d'ailleurs établir cette poulie soit au dessus des bras du manége, soit en dessous du sol de celui-ci, dans une excavation circulaire recouverte par un plancher. Les deux bouts de la chaîne passeraient également, dans ce cas, sous un plancher, sur lequel marcherait le cheval.

Lorsque la galerie inclinée ou vallée est trop étroite pour contenir deux voies parallèles, on est obligé de faire monter les chariots pleins et de laisser descendre ensuite les chariots vides. M. Marsais a exécuté, dans la mine de houille de la Ricamarie, voisine de St.-Etienne, pour un cas semblable, un manége représenté *Pl. XXXI, fig.* 9 et 10, dans lequel le bras est fixé sur un collier mobile autour de l'arbre vertical. Le manége tourne tout entier avec le bras, lorsqu'on attache celui-ci au moyen d'un bout de chaîne C au disque D qui fait système avec l'arbre. Le manége peut au contraire tourner indépendamment du bras qui reste fixe, lorsque la chaîne C est décrochée. On rend le bras indépendant, quand on veut faire descendre les chariots vides, et l'on modère la vitesse en appuyant sur l'extrémité du bras B. Le tasseau T fixé à ce bras s'appuie sur le disque D, frotte sur lui et ralentit ainsi le mouvement. On évite aussi, par cette disposition, de retourner le cheval.

Les machines à vapeur sont encore plus embarrassantes à établir

dans l'intérieur des mines, que les baritels à chevaux, parce qu'il faut avoir un emplacement pour les chaudières, et se débarrasser de la fumée, ce qui exige qu'un orifice aboutissant au jour existe dans le voisinage immédiat de la machine. Les machines à cylindre horizontal, imprimant directement le mouvement de rotation à un arbre sur lequel s'enveloppent les câbles portant à la fois la poulie ou le tambour et un volant, nous paraissent être celles qui se prêteraient le mieux, en raison du peu de place qu'elles occupent, et de la simplicité des transmissions de mouvement, au service dont il s'agit ici.

L'arbre ferait autant de tours que le volant de la machine, soit 30 à 40 par minute. En donnant au tambour ou à la poulie un diamètre de 0m,50 à 0m,60, la vitesse des chariots ascendants serait de 0m,75 à 0m,90 par seconde, ce qui serait convenable. Nous n'avons pas besoin d'ajouter que les boisages et autres matériaux combustibles devraient être entièrement exclus de l'excavation contenant les chaudières, et de ses abords, et que la chambre des chaudières en particulier devrait être revêtue d'un muraillement complet. C'est surtout dans les mines de houille que des accidents très-graves peuvent être la suite de la négligence que l'on apporterait à prendre ces précautions. C'est ainsi que, dans une des mines de Rive-de-Gier, un incendie allumé par le foyer des chaudières d'une machine intérieure, occasionna, il y a quelques années, la mort par asphyxie de plusieurs ouvriers.

Les manéges ou les machines établies au jour, sont plus fréquemment employés que les machines intérieures, pour remonter les minerais sur des rampes qui aboutissent au bas de puits d'extraction verticaux ou inclinés. On peut avoir deux machines, dont l'une serve à l'élévation des minerais dans le puits, et l'autre à amener les minerais sur le palier qui se trouve au bas de ce puits. Ce palier doit avoir une assez grande longueur horizontale, pour recevoir les chariots vides arrivant du jour, ainsi que les chariots pleins venant du fond, et permettre de faire avec facilité les manœuvres nécessaires. Les chaînes ou câbles mus par la machine qui remonte les chariots sur le plan incliné, passent sur des poulies de renvoi, et descendent dans un compartiment isolé, sur un côté du puits, par une cloison en planches. Au bas du puits elles se plient sur d'autres rouleaux de renvoi, pour descendre dans la galerie inclinée. Lorsque le gîte est régulier, et exploité à la fois à différents niveaux, plusieurs galeries horizontales de roulage viennent aboutir à cette vallée, et y apportent les minerais extraits à chaque étage. Pour éviter les transbordements, et l'embarras de faire passer les chariots des voies horizontales dans la vallée, on emploie des chariots porteurs à plates-formes, sur les-

quels on pousse, soit les chariots eux-mêmes venant des tailles, soit les bennes contenant le minerai.

Malgré la pente de la vallée, les chariots qui y circulent ont leur tablier horizontal, comme dans les plans inclinés automoteurs, que nous avons précédemment décrits. La manœuvre du chargement des chariots ou bennes sur les plates-formes des chariots porteurs, est d'ailleurs la même que sur les plans inclinés. La voie établie dans chacune des galeries de niveau doit ici être doublée, à une petite distance, en arrière du point où elle aboutit à la vallée, afin que l'on ait une gare pour le croisement des chariots vides venant du puits, et des chariots pleins venant des tailles. Aux abords du puits, on peut disposer le palier qui est à la tête de la vallée, de façon que lorsque le chariot porteur arrive en haut, son tablier vienne se mettre sur le prolongement du plan du palier; il suffit alors de tirer sur le palier, les bennes que l'on accrochera aux câbles de la machine d'extraction. On pourra même éviter cette manœuvre, en faisant le palier court et donnant une hauteur suffisante à l'entrée de la galerie inclinée. Ces dispositions sont tellement simples qu'il suffit de les indiquer, et l'on voit qu'elles permettent de faire arriver par des manœuvres faciles, les minerais des tailles jusqu'au jour, sans leur avoir fait subir aucun transvasement.

Le remontage des minerais dans la vallée, et l'extraction au jour, se font successivement au niveau des diverses galeries horizontales, c'est-à-dire, que l'on extrait à la fois tous les minerais abattus pendant la journée, et fournis par une galerie horizontale, avant de commencer l'extraction des minerais fournis par une galerie parallèle. Les minerais abattus sont mis en réserve, aux tailles mêmes, pendant la journée entière. Il est nécessaire d'agir ainsi, afin d'avoir des chaînes dont la longueur convienne à la profondeur de la vallée jusqu'au niveau où se fait l'extraction, et de ne pas être obligé d'allonger ou de raccourcir à tous moments ces chaînes ou câbles. A cet effet, la partie des câbles ou chaînes, qui doit se développer sur le sol de la vallée, ou au moins de l'un de ces câbles ou chaînes, est composée de parties qui peuvent se détacher facilement les unes des autres, et qui ont des longueurs égales aux distances qui séparent deux galeries horizontales consécutives, mesurées suivant l'inclinaison de la voie. Les chaînes ayant leur longueur totale, l'extrémité de l'une d'elles est au fond de la vallée, lorsque l'extrémité de l'autre est à la partie supérieure, sous le puits. Le remontage des minerais se fait alors au niveau du fond. Quand l'extraction est terminée à ce niveau, et qu'on veut la commencer au niveau de la galerie horizon-

tale immédiatement supérieure, on arrête le chariot vide au haut du plan incliné, pendant que la dernière partie du câble descend dans le puits. On détache cette dernière partie, dont la longueur est égale à la distance des deux galeries, on accroche à l'extrémité du câble ainsi raccourci le chariot vide, qui arrive au niveau de l'avant-dernière galerie horizontale, lorsque le chariot plein venant du fond arrive au sommet du plan incliné. Lorsque la machine prendra un mouvement de rotation en sens inverse, le chariot vide venant du jour arrivera au niveau de l'avant-dernière galerie, quand le chariot plein arrivera sous le puits, sans que l'on ait besoin de raccourcir le second câble, la partie correspondante de celui-ci demeurant enveloppée autour du tambour. Cette manœuvre est encore la même que celle que nous avons fait connaître, à l'article des plans inclinés automoteurs.

Lorsque les galeries horizontales se prolongent des deux côtés de la vallée qui divise alors le champ d'exploitation en deux parties à peu près égales, chacune des voies établies dans la vallée dessert un côté de la mine, et l'on n'est pas obligé de faire passer les bennes portées par les chariots, par dessus l'une des voies du plan incliné, pour les faire passer du plan incliné dans la galerie horizontale, ou réciproquement; mais si la galerie horizontale ne se prolonge pas, ou s'il n'y a des tailles en activité que d'un seul côté, ou si enfin les tailles situées des deux côtés ne fournissent pas des quantités égales de minerais, les bennes seront obligées de passer par dessus l'une des voies du plan incliné, pour être transbordées. Lorsque l'inclinaison de la vallée est petite, ce croisement ne présente aucune difficulté; les rails de la galerie horizontale peuvent se prolonger par dessus les rails de la voie du plan incliné. Il suffit que le rail inférieur de la voie horizontale soit interrompu, pour laisser passer les roues entières des chariots porteurs qui circulent sur le plan incliné, et que les essieux des roues de ceux-ci soient plus élevés que la saillie à laquelle donne lieu le prolongement du plan de la voie horizontale, sur la largeur entière de cette voie, à travers le plan incliné.

Si la pente de la vallée était trop grande, pour que les essieux des chariots qui la parcourent pussent franchir la saillie dont j'ai parlé, il serait nécessaire d'avoir des bouts de rails amovibles, que l'on mettrait en place, lorsque le chariot venant des tailles devrait traverser une des voies du plan incliné.

Déchargement des chariots. — Les chariots à caisse qui ne sont point élevés jusqu'au jour et dont le contenu doit être versé au bas du puits d'extraction, doivent pouvoir se décharger avec facilité et

promptitude. Pour satisfaire à cette condition, il suffit de donner à la caisse une forme convenable, et de construire le chariot de manière que son centre de gravtié soit un peu en arrière de l'essieu antérieur. Si l'encaissement où le contenu du chariot doit être vidé est en contre-bas du plan de la voie, on amène le chariot jusqu'au bord de cet encaissement, où les roues antérieures viennent butter contre un obstacle transversal, et on le soulève par derrière, ce qui n'exige qu'un effort médiocre, pour le faire basculer autour des roues antérieures. Si la caisse du chariot est évasée ou peu profonde, il n'est besoin d'aucune disposition particulière. Si elle est profonde, on rend mobile la paroi latérale antérieure qui tourne autour d'une charnière établie dans le plan supérieur du chariot, *Pl. XXIX*, *fig.* 20 et 21. La paroi mobile est repoussée par le poids des minerais, et tourne autour de la charnière à laquelle elle est pendue. Elle se remet d'elle-même en place, quand on relève le chariot, après l'avoir vidé. Pendant la marche, la paroi mobile est rattachée aux parois latérales de la caisse, par un verrou ou un loquet à ressort. L'encaissement inférieur dans lequel est versé le contenu des chariots est ménagé au bas du puits vertical, en avant de la galerie de roulage, ainsi que nous l'avons expliqué à l'article du creusement des puits, et le plus souvent même on vide les chariots directement dans les tonnes d'extraction. Voyez d'ailleurs les *fig* 7 et 8, *Pl. XVIII.*

Pour rendre plus facile le déchargement des chariots, on les munit quelquefois de deux bras formant une espèce de brancard, que le rouleau saisit, pour produire le mouvement de bascule. Il est presque inutile de dire que quand les caisses sont mobiles, ces brancards sont fixés à la caisse et non au châssis fixe du chariot.

Le mode de déchargement des chariots ou des tonnes au jour, varie suivant les circonstances locales. Nous en ferons connaître plusieurs exemples dans le chapitre suivant.

Galeries de navigation souterraines.— Les galeries d'écoulement des mines sont quelquefois transformées en canaux de navigation souterrains, pour le transport des minerais. La mine dite *Fuschgrube*, en Silésie, et celle de Walkden-Moor, en Angleterre, nous offrent des applications de ce mode de transport. Ces deux exemples sont décrits dans la *Richesse minérale*, t. II, p. 514 et 527.

La galerie de navigation de Fuchsgrube a 1 lachter 1/4 de hauteur sur 3/4 lachter de large (2^m,63 sur 1^m,57). L'eau qui sort par la galerie d'écoulement est maintenue par une digue, qui ferme un étang extérieur, dans lequel la galerie débouche, à une hauteur de 40 à 42 pouces (1^m,04 à 1^m,10) au dessus du sol. La galerie navigable a

666 1/4 lachter (1390 mètres de long). Plusieurs galeries d'allongement, pratiquées dans les couches de houille qu'elle traverse, sont aussi transformées en galeries navigables.

Les barques qui naviguent sur cette galerie reçoivent 10 caisses de houille, dont 8 contiennent 4 doubles sheffels, du poids de 180 kil. chacun environ, et 2 autres placées aux extrémités de la barque contiennent 3 doubles sheffels semblables. Ainsi chaque barque est chargée de 6,840 kil. de houille, indépendamment du poids des caisses.

On charge les caisses avec des grues, pour éviter le transvasement de la houille et la *casse* qui en est la suite.

Deux barques semblables sont enchaînées l'une à l'autre, et conduites par un homme, qui les fait avancer, en s'accrochant à des mains en bois fixées aux parois de la galerie. Il doit naviguer deux fois dans un poste de 12 heures.

Dans la mine de Walkden-Moor, le canal souterrain, y compris ses divers embranchements, a une longueur totale de 24 milles anglais (38 1/2 kilomètres). Il est divisé en deux étages ou biefs par un plan incliné de quatre cent cinquante-quatre pieds de longueur et d'une inclinaison de vingt degrés. On fait passer les bateaux d'un niveau à l'autre, en les posant sur des chariots disposés à cet effet, au fond d'écluses situées aux extrémités du plan incliné.

Chaque bateau est chargé de 12.000 kilogrammes de houille, et pèse vide 4000 kilogrammes. Les chariots pèsent 5000 kilogrammes. Le poids total d'une charge descendante est ainsi de 21 tonnes de 1000 kilogrammes.

A la partie supérieure du plan incliné, se trouvent deux écluses qui sont placées à côté l'une de l'autre, et séparées par un mur de trois pieds d'épaisseur; leur fond est le prolongement du chemin incliné. Chacune d'elles a 54 pieds de longueur; elle est pourvue des dispositions suivantes : 1° une porte verticale, et mobile comme une vanne, correspond au chemib incliné duquel l'écluse peut recevoir, par sa partie inférieure, un bateau vide, cette porte étant levée; 2° une porte tournante, garnie d'une vanne, correspond au bief supérieur duquel l'écluse peut recevoir l'eau, quand il y a lieu, par sa partie supérieure ; 3° des vannes sont destinées à évacuer l'eau contenue dans l'écluse, quand il en est besoin : cette eau s'écoule par un puits qui communique avec le bief inférieur.

Au dessus des deux écluses, et par conséquent à la partie supérieure du chemin incliné, est établi un grand treuil, pourvu d'un frein circulaire : sur le cylindre horizontal de ce treuil, deux câbles sont enroulés en sens inverse, comme dans les machines à molettes. Au moyen

d'une grande roue dentée, d'un pignon et de deux manivelles, des hommes mettent en mouvement cette machine, aux câbles de laquelle sont attachés les bateaux qu'il s'agit de faire descendre et remonter snr le plan incliné; celui-ci est divisé, suivant la plus grande partie de sa longueur, en deux compartiments, par un mur de briques qui présente quelques ouvertures propres à servir de retraite en cas de besoin.

Chacun des deux compartiments du plan incliné est garni d'un chemin de fer, ainsi que la partie inférieure dans laquelle les deux voies se réunissent en une seule. C'est sur ces chemins que roulent les bateaux; pour cet effet, chaque bateau est fixé sur un chariot qui a trente pieds de long avec sept pieds quatre pouces de largeur, et qui est garni, par dessous, de quatre roulettes en fonte de fer.

Quand un bateau chargé de houille se présente pour descendre, en venant du bief supérieur, on le fait passer dans l'une des deux écluses, qui est remplie d'eau pour cet effet; on ferme sur lui la porte tournante; après quoi l'on vide cette même écluse; on fixe le bateau qui s'est abaissé avec l'eau, sur le chariot qui se trouve au fond de l'écluse, et l'on élève la porte d'aval. Alors, dès qu'une sonnette qui sert de signal, annonce que, dans le bief inférieur, un bateau vide est fixé sur l'autre chariot, on fait jouer le treuil : il en résulte que le bateau chargé descend sur l'un des compartiments du plan incliné, tandis que le bateau vide remonte sur l'autre compartiment et vers l'autre écluse. Ce bateau vide vient entrer dans l'écluse correspondante qu'il trouve à sec : aussitôt on le dégage du chariot qui le porte, et l'on donne l'eau à l'écluse; par ce moyen, le bateau vide s'élève avec l'eau vers le bief supérieur sur lequel il va chercher un nouveau chargement; ensuite il redescend chargé, tandis que le bateau vide remonte au moyen des manœuvres déjà décrites. C'est ainsi que le jeu alternatif des deux écluses se continue, pour faire à chaque fois descendre un bateau chargé et remonter un bateau vide. L'eau est fournie au bief supérieur et aux écluses par plusieurs sources souterraines, et par trois réservoirs auxquels on peut avoir recours pour cet objet. De cette manière, on fait descendre, en un poste de huit heures, 30 bateaux chargés.

Pour les deux écluses souterraines, l'excavation présente une longueur de 54 pieds, avec une largeur de 20 pieds 1/2; leur profondeur est de 4 pieds 1/2 au dessous de la surface de l'eau du bief supérieur, dans la partie qui est contiguë à ce bief, et de 8 pieds dans la partie opposée. Au dessus de la tête des écluses, il règne une excavation de 21 pieds de hauteur, dans laquelle est placée la machine indiquée plus haut.

Sur chacun des niveaux ou biefs, l'excavation pratiquée pour le passage du canal présente une largeur de 10 pieds 4 pouces, et une hauteur de 8 pieds 6 pouces; l'eau s'y tient à un niveau de 3 pieds 7 pouces au dessus du fond.

La largeur du chemin de fer est de 19 pieds dans la partie où il est double, c'est-à-dire, depuis les écluses jusqu'à une distance de 282 pieds, comptés suivant l'inclinaison; mais sur les 172 pieds qui suivent, au dessous de cette partie, les deux chemins se réunissent en un seul qui n'a que 10 pieds de large. La hauteur du toit, au dessus de ce chemin, est de 8 pieds.

Vers l'extrémité du plan incliné, chaque bateau chargé est dégagé du chariot et mis à flot sur le bief inférieur, qui se prolonge de trois milles jusqu'à son orifice au jour, point auquel commence la navigation à ciel ouvert.

Inconvénients des voies de navigation souterraines. Les chemins de fer sont préférables.—Le transport exécuté par des hommes, sur des canaux souterrains, revient à un prix au moins aussi élevé que le transport sur des chemins de fer bien construits, avec des chariots contenant de 1000 à 1200 kilogrammes traînés par des chevaux. L'établissement d'un chemin de fer est moins dispendieux que celui d'un canal souterrain capable de porter des barques d'une grande dimension. Les canaux peuvent d'ailleurs donner lieu à de graves difficultés, lors de l'exploitation des gîtes, ou parties de gîte situés au dessous de leur niveau, par suite des filtrations d'eau. Enfin ils ne peuvent pas, comme les chemins de fer, être prolongés jusqu'aux tailles, et se ramifier dans toutes les parties d'une mine. Aussi les canaux de navigation souterrains des mines de Fuchsgrube et de Walkden-Moor sont-ils des exceptions, que l'on ne devra pas imiter, à moins qu'on n'y soit déterminé par un concours de circonstances locales qui ne peut être que fort rare.

CHAPITRE X.

EXTRACTION DES MINERAIS.

Treuils à manivelles. — Pour extraire les minerais par des puits verticaux peu profonds, on se sert d'un simple tour T, à deux manivelles M,M', établi au dessus du puits, *fig.* 1 et 2, *Pl. XXXIV*. Ce tour porte, par ses tourillons, sur deux poteaux verticaux P, posés sur une semelle S, et maintenus par des arcs-boutants *b*, *b'*. Les points d'appui sont en *a* et *a'*. Une corde enveloppée sur le tour, et d'une longueur un peu plus grande que la profondeur du puits, porte à ses extrémités deux seaux dont l'un descend pendant que l'autre monte. Le rayon des manivelles est de 0m.35 à 0m.40.

Le treuil doit être rapproché de l'un des bords du puits, dont l'orifice est disposé de manière à ce que les cuveaux pleins puissent être facilement tirés sur le bord. Ainsi, quand le puits est circulaire, on place sur un des côtés une pièce de bois *p*, parallèle à l'axe du treuil, et qui isole un segment du cercle de l'orifice. Sur cette pièce de bois, et sur une ou plusieurs autres pièces parallèles placées plus bas, on cloue des madriers ou des lattes refendues *qq*, de manière à ce que la paroi supérieure du puits présente un plan incliné vers l'intérieur. Le segment du puits isolé par la traverse est d'ailleurs recouvert d'un plancher. Le tour étant placé presque à l'aplomb de la pièce *p*, les cuveaux montants, soit d'un côté, soit de l'autre, viennent frotter contre le plan incliné *qq'*, et se trouvent déjà en partie au dessus du seuil *q*, quand ils ont dépassé l'orifice du puits. Lorsqu'un cuveau plein arrive au jour, un des ouvriers quitte la manivelle et vient le tirer avec la main sur le plan qui est en avant du puits; les autres ouvriers retiennent d'abord le cuveau suspendu, et tournent ensuite les manivelles en sens inverse, pour le laisser redescendre, à mesure que l'ouvrier le tire sur la *recette*. Quand le travail est très-actif, un ouvrier est particulièrement et exclusivement chargé de tirer les cuveaux pleins sur la recette. Il faut que l'axe du tour soit suffisamment élevé au dessus de l'orifice du puits, pour que cette manœuvre n'exige qu'un effort assez faible. L'élévation de l'axe du tour dépend de la

hauteur des cuveaux. Quand cela est nécessaire, les ouvriers appliqués à la manivelle sont placés sur un plancher établi à la hauteur convenable au dessus du sol.

On place souvent quatre hommes au tour, deux à chaque manivelle, et l'on charge alors les cuveaux d'un poids d'environ 100 kilogrammes. Lorsque le tour est à plusieurs hommes, on place quelquefois sur son axe un volant, ou bien 3 ou 4 masses de poids égaux, fixées à l'extrémité d'autant de rayons de longueur égale, et formant entre eux des angles égaux.

Effort et travail utile des hommes appliqués à la manivelle. — Coulomb conclut de quelques observations qu'il a recueillies, que l'effort d'un homme appliqué à la manivelle est moyennement de 7 kilogrammes, cet effort étant estimé tangentiellement à la circonférence décrite par la poignée de la manivelle. M. Navier admet que cet effort moyen s'élève à 8 kilogrammes, la vitesse de la manivelle étant de $0^{m}.75$ par seconde. Il évalue à 172.800 kilogrammes élevés à un mètre de hauteur, le travail utile d'un homme appliqué à la manivelle.

Dans les travaux des mines, le travail des hommes appliqués à des tours étant coupé par des intervalles de repos, l'effort moyen exercé pendant la durée du travail effectif, sur la poignée de la manivelle est généralement supérieur aux évaluations de Coulomb et Navier, et peut être estimé à 12 kilogrammes environ. On calculera, en partant de cette règle, le rapport à établir entre les rayons du tour et des manivelles, d'après le poids du contenu des cuveaux et le nombre d'ouvriers. Par exemple, pour un tour à 4 hommes, et des cuveaux chargés de 100 kilogrammes, ce rapport devra être égal à $48/100^{es}$. Si le rayon des manivelles est de 40 centimètres, celui du tour sera de 19 centimètres, que l'on réduira, dans la pratique, à 17 ou 18, pour tenir compte de l'épaisseur de la corde. Quant au travail utile journalier des hommes employés de cette manière, il varie, d'après de nombreuses observations recueillies dans les mines par M. Böbert, et qui ont été publiées dans l'archive de M. Karsten et les Annales des mines, t. VIII, p. 433, de 90.000 à 180.000 kilogrammes élevés à un mètre. Le premier résultat doit être regardé comme exceptionnel; avec un tour bien disposé, on peut exiger de chaque ouvrier un travail utile d'environ 150.000 kilogrammes élevés à un mètre, ce qui est le résultat moyen des observations de M. Böbert.

Roues à chevilles. — Lorsque les masses que l'on veut élever sont très-considérables et ne doivent pas être divisées, comme dans des carrières de pierres de taille, on emploie, au lieu du treuil à

manivelles, une roue d'un grand diamètre, dont la circonférence est garnie de chevilles. Les *fig.* 3 et 4, *Pl. XXXIV*, représentent une des roues à chevilles établies sur les nombreuses carrières de pierres à bâtir qui existent dans les plaines de Montrouge et Vaugirard, au sud de Paris. Les lignes AA représentent la section des parois du puits qui est circulaire.

Les deux montants verticaux en bois, sur lesquels le tour de la roue à chevilles est posé, sont maintenus chacun par trois arcs-boutants disposés dans deux plans rectangulaires. L'un deux est garni de chevilles qui permettent à l'ouvrier de monter, pour aller visiter les paliers de l'arbre.

E est une échelle verticale, formée d'une simple tige en bois traversée par des chevilles en fer, qui est suspendue par une chaîne à l'un des supports verticaux de la roue.

tt fig. 3 est un petit toit mobile en planches, porté sur des supports particuliers *ss*; il sert à abriter le câble pendant la mauvaise saison, et en général quand les travaux de la carrière sont suspendus.

La roue est installée sur une plate-forme, dont le plan est assez élevé au dessus du sol, pour faciliter le chargement des pierres extraites, sur les charrettes qui viennent s'acculer sur un point de son contour.

Un câble unique s'enroule sur le tour.

L'on élève, avec ces engins, des pierres qui pèsent jusqu'à 3,000 kilogrammes, dans des puits dont la profondeur varie de 10 à 30 mètres. Lorsque l'on veut élever les pierres extraites, les ouvriers sortent de la carrière et agissent sur les chevilles de la roue, en nombre suffisant pour mettre la charge en mouvement. Les uns sont près du bas de la roue, tandis que d'autres sont montés jusques à la hauteur de l'axe, et même au dessus. Ces roues ne sont pas généralement munies de freins, et il arrive assez souvent des accidents très-graves, soit par suite d'une rupture du câble, soit parce que quelques-uns des ouvriers venant à abandonner maladroitement la roue, le poids des autres ne suffit plus pour empêcher un mouvement rétrograde et très-accéléré de la machine. Dans l'un et l'autre cas, les ouvriers peuvent être projetés dans le mouvement de la roue, et sont alors très-grièvement blessés.

Freins des roues à chevilles. — Il serait possible de prévenir ces accidents en adaptant aux roues à chevilles des freins, qui seraient serrés, soit par un homme chargé d'y veiller, soit par un méca-

nisme particulier qui fonctionnerait par suite de la rupture du câble, ou d'un mouvement rétrograde de la roue.

Nous avons représenté sur les *fig.* 3 et 4, *Pl. XXXIV*, un mécanisme qui nous paraît propre à remplir ce but.

Un anneau circulaire de 2 mètres de diamètre environ est appliqué sur la face extérieure de la roue à chevilles, et fixé sur les quatre grandes traverses qui lient la roue à son arbre. Cet anneau est embrassé par un frein formé d'une bande de fer plate courbée circulairement, garnie à l'intérieur de morceaux de bois découpés, comme le sont les freins des treuils ordinaires. Cette bande est attachée par une extrémité à un boulon en fer fixé au support vertical de la roue; la seconde extrémité est liée à une barre de fer ou levier tournant autour du même boulon. Ce levier est amené par une inflexion près du montant vertical de la roue; à celui-ci est fixée une barre de fer courbée circulairement, et percée de trous dans lesquels on peut insérer une cheville qui soutiendra le levier dans la position convenable pour tenir le frein serré ou desserré. Si on veut faire manœuvrer le levier à la main par un ouvrier qui serait chargé de ce soin, ces dispositions suffisent. En donnant 1 mètre de longueur total au levier, la bande du frein pourra être attachée à $0^m,10$ du point d'appui, et un seul homme agissant à l'extrémité d'un bras de levier décuple exercera facilement, pendant quelques instants, un effort de 60 kilogrammes, équivalent à une traction directe de 600 kilogrammes sur l'extrémité de la bande du frein; cela sera très-suffisant pour ralentir et arrêter finalement le mouvement de la roue, en cas d'accident. En effet, les hommes agissant sur les chevilles au nombre de 6 à 8 au plus, n'exercent pas ensemble un effort de plus de 200 kilogr. estimé tangentiellement à la roue qui a 5 mètres de rayon. Le moment de cet effort n'excède donc pas 1000, et le moment des frottements développés par l'action du frein sur une circonférence d'un mètre de rayon, sous une traction directe de 600 kilogrammes, est bien plus considérable que cela.

Si l'on veut que le frein se serre de lui-même par un moyen mécanique, dans le cas où le câble viendrait à rompre, ou dans celui où la roue prendrait un mouvement rétrograde, il faudra faire usage d'un mécanisme particulier. Les *fig.* 3 et 4, *Pl. XXXIV*, représentent un de ceux qu'on pourrait employer : L est l'extrémité du levier du frein : *t* une corde attachée en *x* au levier L, et s'enroulant autour d'un treuil T chargé d'un poids *q* de 80 à 100 kilogrammes. Sur l'axe du treuil est une roue à déclic *r*, qui peut être retenue par un crochet ou encliquetage C, tournant autour du boulon *a*. En

appuyant sur le manche N du crochet, le treuil T devient libre : il est entraîné par le poids *q* dont l'action serre le frein en tirant la corde *t*. Il suffit donc que, par suite de la rupture du câble, ou du mouvement rétrograde de la roue, quelque chose vienne appuyer sur le manche N. Pour obtenir le décrochement par l'effet du mouvement rétrograde de la roue, il suffit de prolonger ce manche par une partie recourbée *d*, articulée en *b*, de telle façon que l'angle *y* puisse diminuer sans pouvoir augmenter, et d'alonger la partie *d* de telle sorte, qu'elle vienne passer entre les chevilles de la roue qui la choqueront dans le sens *zv* quand la roue aura le mouvement direct, et dans le sens inverse quand la roue aura le mouvement rétrograde. Il est évident que, dans ce second cas, le déclic sera soulevé, et que le décrochement aura lieu.

Pour obtenir le décrochement par l'effet de la rupture du câble, il suffirait qu'au moment où le câble viendrait à rompre, quelque chose vînt pousser ou tirer la partie N du manche dans le sens convenable pour opérer le décrochement. M. Freire, architecte à Paris, a proposé de faire appuyer sur le câble pendant l'ascension des pierres, un rouleau horizontal monté sur un châssis en fer, qui tournerait autour d'un axe horizontal placé au niveau du sol. Si le câble venait à rompre, le châssis qui est appuyé sur lui se renverserait, entraîné par le poids du rouleau, et pourrait produire le décrochement au moyen d'un renvoi de mouvement, facile à imaginer, qui viendrait tirer le manche N de haut en bas. Au surplus, la rupture du câble donne lieu ordinairement à des accidents beaucoup moins graves que le recul de la roue occasionné par la prépondérance du fardeau soulevé, parce que dans le premier cas, la vitesse de la roue qui ne peut prendre qu'un mouvement oscillatoire se ralentit bientôt. Quand les pierres sont arrivées au dessus du plan de l'orifice du puits, on couvre celui-ci de forts madriers en bois de sapin ou de chêne, sur lesquels on laisse redescendre les pierres, que l'on pousse ensuite à l'aide de rouleaux sur la plate-forme environnante.

Les roues à chevilles conviennent parfaitement aux carrières exploitées par puits, et qui produisent des pierres de taille très-volumineuses et lourdes. L'extraction se fait pendant peu d'instants de la journée ; la plupart des ouvriers de la carrière agissent, dans ces moments là, sur les chevilles de la roue, et vont ensuite reprendre leurs travaux au fond de la carrière. Il est évident que, dans de pareilles circonstances, l'usage des roues à chevilles est beaucoup plus avantageux que ne le serait celui d'une machine à vapeur ou de chevaux.

Les roues à chevilles sont d'ailleurs fréquemment usitées pour des manœuvres de force, telles que le relèvement des pompes placées dans les puits forés pour l'exploitation du sel gemme par dissolution, ou dans des puits d'épuisement, le relèvement des outils ou des tuyaux de sondage, etc.

Travail des hommes agissant sur des roues à chevilles. — Ces machines n'étant guère usitées dans les travaux de mines ou de carrières, que pour des manœuvres de force momentanées, nous n'avons pas d'observations qui puissent nous permettre d'évaluer le travail utile journalier des hommes employés de cette manière. Il y a lieu de croire qu'il serait considérable, parce que l'homme agissant sur les chevilles de la roue est à peu près dans le même cas qu'un homme qui monterait à vide un escalier, une échelle ou une rampe. Or il résulte des observations de Coulomb que, lorsque la force musculaire de l'homme est employée à élever son propre poids, le travail qui en résulte est beaucoup plus grand que celui que l'on obtient de l'homme employé de toute autre manière.

M. Navier évalue l'effort moyen d'un homme agissant sur une roue à chevilles, à la hauteur de son axe, à 60 kilogrammes, avec une vitesse de $0^m,15$ par seconde, et la quantité de travail développée dans un jour à 259 tonnes élevées à 1 mètre de hauteur verticale.

Si l'homme agit vers le bas du tambour ou de la roue à chevilles, la pression est évaluée par le même auteur à 12 kilogrammes, avec une vitesse de $0^m,70$ par seconde, et la quantité de travail journalier développée à 251 tonnes élevées à 1 mètre.

Circonstances où l'on peut utiliser directement le poids des hommes pour l'extraction des minerais. — De ce que l'homme élevant son propre poids sur une rampe ou un escalier, fournit une plus grande quantité de travail journalier, que lorsqu'il agit de toute autre manière, en poussant ou tirant sur des machines, Coulomb a conclu que la manière la plus avantageuse d'utiliser la force de l'homme, pour l'élévation des fardeaux, serait de le placer sur une plate-forme ou dans une tonne descendante, liée par une corde passant sur un tour ou une poulie de renvoi à une tonne ascendante, et portant les matériaux à élever. L'homme arrivé au niveau d'où les matières sont extraites, remonterait par une échelle ou une rampe, pour se placer sur la plate-forme ou tonne arrivée au niveau supérieur, et redescendrait sur celle-ci, en faisant équilibre par son poids aux matériaux placés sur l'autre.

J'ai eu l'occasion de vérifier, dans l'exploitation d'une mine de houille du département de la Loire, l'exactitude du principe de Cou-

lomb. Cinq hommes étaient employés à extraire de la houille du fond d'un puits vertical de petite profondeur, au moyen d'un tour à manivelles. Le contenu de chaque cuveau pesait à peu près 120 kilogrammes. Une galerie inclinée venant du jour aboutissait près du pied du puits vertical. Je donnai l'ordre à l'un des ouvriers employés au tour de se placer chaque fois, dans le cuveau vide descendant, et de remonter au jour pendant que l'on viderait le cuveau plein, et qu'on remplirait le cuveau vide au bas du puits, pour se remettre dans le cuveau suivant. Je pus ainsi faire avec 3 hommes le travail auquel j'employais précédemment 5 ouvriers. L'opération continua pendant plusieurs jours, et jusqu'à ce que l'extraction fut terminée. Je doit ajouter que la tache de l'ouvrier chargé de descendre dans les cuveaux vides et de remonter au jour par la rampe, était beaucoup plus pénible que celle de ses camarades. Aussi se remplaçaient-ils mutuellement pour la remplir, et cela d'heure en heure, de façon que chacun d'eux travaillait pendant deux heures aux manivelles du tour, et pendant une heure à monter la rampe, pour redescendre dans les cuveaux.

Cabestans ou baritels. — Lorque les quantités de matières à extraire sont considérables, l'extraction s'opère au moyen de machines dites *baritels*, et qui sont mises en mouvement par des chevaux, des roues hydrauliques, ou des machines à vapeur.

Baritel à chevaux. — Le baritel à chevaux consiste toujours en un cabestan vertical, dont l'arbre porte un tambour d'un assez grand diamètre; deux câbles s'enveloppent en sens inverse l'un de l'autre sur ce tambour, et vont passer sur de grandes poulies ou molettes supportées par une charpente établie au dessus du puits, dans lequel se meuvent les tonnes attachées à l'extrémité des câbles; l'une d'elles monte et son câble s'enveloppe autour du tambour, tandis que l'autre descend et que son câble se développe.

La *Pl. XXXV* représente un baritel à chevaux, tels qu'ils sont le plus ordinairement établis sur les mines de houille du département de la Loire, où on leur donne le nom de *vargue*. La *fig.* 1 est une section de la machine et de la charpente des molettes par un plan vertical.

La *fig.* 2 est une projection sur un plan horizontal de la charpente des molettes, du puits et de la demi-lune, au pied de laquelle on verse le contenu des tonnes. La *fig.* 3 est une section de l'arbre du tambour et du hangar en planches qui le recouvre, par un plan vertical perpendiculaire à celui de la *fig.* 1. La *fig.* 4 représente une projection horizontale de la charpente sur laquelle sont fixées les douves

du tambour. Les *fig.* 5, 6 et 7 montrent la pierre sur laquelle est posé le pivot de l'arbre vertical, ce pivot et la crapaudine sur laquelle il tourne.

On remarquera dans ces figures les détails suivants : MM muraillement circulaire du puits, qui s'élève à 2 ou 3 mètres au dessus du sol naturel, dont le niveau est en L.

AA portion de mur circulaire qui se relie aux murs de soutenement droits *m*, *m'*. Le mur circulaire AA concentrique au muraillement du puits, s'appelle la demi-lune. L'intervalle compris entre ce mur et celui du puits, est rempli par des déblais, jusqu'au niveau du sol du hangar qui couvre le manége.

pp plan incliné le long duquel coulent les tonnes, quand elles s'approchent de l'orifice du puits.

PP plancher qui s'étend jusqu'au bord de la demi-lune, et recouvre un segment du puits. Les tonnes sont tirées sur ce plancher, pour être renversées et vidées au bas de la demi-lune, ou à l'extrémité du tas de houille menue dont elle est bientôt entourée.

S, S' semelles sur lesquelles sont assemblées à tenon et mortaise les quatre montants verticaux de la charpente des molettes. Ces quatre montants sont reliés par des madriers fixés au moyen de boulons à vis.

E, E' châssis sur lesquels reposent les poulies ou molettes *k*, *k'*. Ils sont posés à des niveaux différents, et portés par des traverses horizontales T, T' assemblées avec les montants verticaux et arc-boutées par des jambes de force *j*, *j*.

Les poulies sont ordinairement en fonte. Elles doivent être placées dans des plans verticaux, tangents au tambour ; les tangentes verticales à ces poulies sont contenues dans le plan vertical passant par l'axe du puits, et perpendiculaire à l'axe de la demi-lune. Les tangentes horizontales supérieures sont à des niveaux différents, et doivent aboutir vers le milieu de la hauteur des parties inférieure et supérieure du tambour. Le tambour est formé de douves ou planches d'environ $0^{m},12$ de largeur clouées sur les contours de trois couronnes en bois. Celles-ci sont représentées en plan dans la *fig.* 4, *Pl. XXXV*, qui montre également comment chacune de ces couronnes est supportée et liée à l'arbre vertical.

Les bras qui portent la couronne inférieure et la couronne intermédiaire sont prolongés au delà de la surface du tambour, et l'on peut clouer sur ces prolongements des planches découpées circulairement, pour former un rebord qui prévient la chute des câbles.

U, U est une pièce dite *sommier*, qui repose par une extrémité sur

la charpente des molettes, et par l'autre sur un poteau vertical érigé à l'extrémité du hangar, et soutenu par des jambes de force.

V, V′ sont les leviers ou bras à l'extrémité desquels agissent les chevaux, qui sont attelés à des palonniers R et R′ portés par les pièces de bois Q, Q′, qu'on appelle les *poupées*. Les bras sont suffisamment élevés au dessus du sol pour que les chevaux puissent passer dessous. Les palonniers R et R′ sont suspendus aux poupées Q, Q′ par un boulon autour duquel ils peuvent tourner librement.

x, *x′* sont des chambrières qui sont ordinairement relevées, et qu'on laisse tomber, lorsque la tonne suspendue à l'un des câbles doit être arrêtée à une hauteur déterminée dans le puits. Les extrémités de ces chambrières se fichent dans le sol, et forment arrêt, ce qui permet aux chevaux de se reposer.

L'arbre vertical du tambour porte sur une crapaudine, par un pivot fixé à sa base. Il est retenu à son extrémité supérieure par un tourillon, qui tourne dans la cavité cylindrique, formée par la réunion de deux pièces de bois fixées sur un des côtés du sommier, au moyen de boulons à vis.

La crapaudine en fonte est posée habituellement sur un cube en pierre de taille. Les *fig.* 5, 6 et 7, *Pl. XXXV*, font voir le détail de cette pierre, du pivot et de la crapaudine. On remarquera que le pivot est terminé par une partie prismatique à base carrée, qui se loge dans une cavité de même forme ménagée dans une pièce en fer forgé ou en fonte, qui est invariablement fixée à l'arbre. La *fig.* 7 représente la section de cette pièce par un plan horizontal. L'arbre est taillé, pour la recevoir, suivant un plan diamétral. La pièce est logée dans l'entaille, où elle est calée au moyen de coins en bois que l'on enfonce, après avoir mis en place de forts cercles en fer forgé. La face supérieure de la pierre est entaillée. On y a creusé un petit canal rectangulaire, dans le fond duquel on loge une pièce de bois *z*, sur laquelle est posée la crapaudine en fonte *w*.

Quand le pivot ou la crapaudine sont usés et que l'on veut les changer, il suffit de faire porter l'arbre sur la pierre, au moyen de cales en bois que l'on chasse au dessous de l'arbre, puis on chasse la cale en bois *z*, au moyen d'un repoussoir en fer que l'on introduit par le trou *y* ; la crapaudine tombe alors au fond du petit canal, et le pivot se détache seul de l'arbre, ou en est détaché facilement avec la main. On peut le remplacer par un autre, ainsi que la crapaudine, en peu de temps et sans difficulté.

Le petit canal rectangulaire contenant la crapaudine peut être fermé quelque part par une planche *α*, *α*, dont les bords glissent

dans des entailles pratiquées dans les joues du canal. La cavité en arrière de cette planche, où est placée la crapaudine, est maintenue remplie d'eau ou d'un corps gras, pour prévenir le trop grand échauffement du pivot, ou le lubréfier. Dans les mines des environs de Saint-Étienne, on se borne habituellement à entretenir de l'eau autour de la crapaudine et du pivot, sans employer de graisse.

F, F′ sont deux pièces de bois destinées à servir de frein au besoin. Elles comprennent entre elles un cercle en bois, fixé au dessous du tambour, et dont elles viennent presser le contour, lorsqu'on les rapproche l'une de l'autre, en tirant sur une tige verticale qui descend le long de la charpente des molettes. La disposition de ce frein qu'on n'adapte guère d'ailleurs à des baritels à chevaux, mais dont tous les baritels à eau ou à vapeur devraient être munis, se comprendra facilement, en jetant un coup d'œil sur les *fig.* 1 et 2, *Pl. XXXV*. Elle consiste en un petit arbre ε porté sur deux tourillons, et traversé par une pièce en fer, aux extrémités de laquelle viennent s'attacher à articulation des triangles γ,γ' qui partent des extrémités des pièces F, F′. Il suffit de faire tourner cet arbre d'une petite quantité, à droite ou à gauche, pour écarter ou rapprocher les mâchoires F, F′ du frein. Or on le fait tourner à l'aide de la tige verticale δ, qui est suspendue par son extrémité supérieure à un second bras en fer faisant système avec l'arbre tournant ε.

Le hangar qui couvre le manége est recouvert et fermé par des planches, ainsi que cela est indiqué dans les figures. La charpente des molettes est le plus souvent à découvert, pour laisser arriver plus de lumière dans l'intérieur du puits. Un simple auvent en planches recouvre la demi-lune, en avant du puits, pour mettre les ouvriers à l'abri de la pluie.

Le plus ordinairement les tonnes d'extraction sont armées de patins, pour qu'on puisse les traîner facilement au bord de la demi-lune, ou du tas de houille menue au bord duquel elles sont renversées.

Quelquefois elles sont vidées, sur le bord même du puits, et le contenu est rechargé dans des brouettes, pour être transporté plus loin. Dans ce cas, on élève la tonne pleine au dessus des moises horizontales B, *fig.* 1, *Pl. XXXV*; on pousse ensuite sous cette tonne, une barre en bois qui glisse sur ces moises, et sur laquelle on la laisse redescendre, de façon qu'elle porte à faux et se renverse en avant sur la plate-forme. On la dirige en la poussant avec une seconde barre portée sur les moises C, qui sont un peu au dessus des traverses B.

La construction du hangar et de la charpente des molettes d'un baritel à chevaux peut être variée de beaucoup de manières; mais je n'en connais aucune qui soit à la fois plus solide, et plus économique que celle que je viens de décrire Le frein est souvent supprimé, et lorsque les travaux d'extraction ne doivent durer que fort peu de temps, on ne prend pas même la peine de recouvrir le manége.

La *Pl. XXXVI* représente l'ensemble et les détails d'un baritel à chevaux, tel qu'on les construit pour le creusement des puits, dans le nord de la France. Les *fig.* 1, 4 et 5 montrent que la charpente des molettes consiste simplement en deux montants verticaux érigés sur des semelles, arc-boutés en arrière du côté du tambour, et réunis à la partie supérieure par un chapeau et une autre pièce horizontale. Chaque molette est posée entre deux montants ou madriers verticaux contenus entre ces deux traverses.

Le tourillon supérieur du tambour est appuyé sur une pièce de bois horizontale, boulonnée par ses extrémités à deux pièces inclinées d'une ferme du comble du hangar. Cette pièce est en outre réunie à la charpente des molettes par un sommier portant sur le chapeau de cette charpente. On remarquera que la tonne est déversée du côté du tambour. Après l'avoir élevée de quelques décimètres au dessus du plan de l'orifice du puits, on la laisse retomber en porte-à-faux sur le seuil S, *fig.* 5. Le contenu se verse sur un plancher, et lorsqu'on extrait à la fois de l'eau et des déblais solides, l'eau tombe, en passant à travers une grille, dans un aqueduc ménagé en dessous de ce plancher. Il faut diriger la tonne avec la main ou avec une barre en bois, pour qu'elle se déverse en dehors et non du côté du puits.

La *fig.* 3 représente un appareil destiné à soutenir les deux câbles, dans l'intervalle qui sépare le tambour des molettes. Cet appareil, appelé *penderie*, consiste pour chaque câble, en un rouleau r ou r', tournant autour d'un axe qui est libre de monter et de descendre dans un châssis en bois suspendu à la charpente du hangar. Les rouleaux r et r' tendent à être soulevés par des contre-poids p, p' respectivement liés à chacun d'eux par une petite corde passant sur deux poulies de renvoi. Cette disposition a pour but d'éviter que le câble tombe et que les spires successives viennent se recouvrir sur les tambours. Dans les puits profonds, les rouleaux $r\,r'$, au lieu d'être soutenus par des contre-poids, sont suspendus à de petites cordes, qui s'enroulent, après avoir passé sur des poulies de renvoi, autour d'un cylindre de petit diamètre qui reçoit de l'arbre du tambour, au moyen d'un engrenage ou d'une courroie, un mouvement de rotation tel que

l'un des rouleaux s'élève, et que l'autre s'abaisse, à chaque révolution du tambour, d'une hauteur égale au diamètre du câble.

Ces appareils ne sont pas employés dans le département de la Loire, et ne sont d'ailleurs indispensables que lorsque le tambour est situé à une grande distance de la charpente des molettes.

Disposition des baritels à chevaux établis sur des puits inclinés. — Lorsque l'extraction se fait par un puits incliné, au moyen d'un baritel à chevaux, la disposition du baritel et de la charpente des molettes ne subit aucun changement; mais il convient que les tonnes d'extraction soient remplacées par des caisses prismatiques pourvues de roues. Les roues peuvent circuler sur des rails analogues à ceux des tramm-roads ou des rails-ways, et établis sur le mur du puits, ou dans des coulisses. Cela constitue des plans inclinés, dont la pente considérable exige que les caisses de chariots ordinaires soient remplacées par des caisses prismatiques ouvertes par le haut, et qui ne peuvent par conséquent pas circuler au jour sur des chemins à peu près horizontaux. Il est donc nécessaire de les vider à l'orifice du puits. Le versement peut se faire avec beaucoup de facilité. Il suffit de prolonger le plan incliné, ou les coulisses sur lesquelles circulent les roues, jusqu'au dessus de l'orifice du puits, en appuyant les solives qui les portent, sur la charpente des molettes, qui, dans ce cas, se trouve à côté du puits et à une petite distance du mur. Quand la caisse à roulettes est arrivée au dessus de l'orifice, on la laisse redescendre d'une petite hauteur. Les roues de derrière viennent porter sur un arrêt qui les empêche de descendre plus bas, et la caisse se renverse sous le plan incliné, qui doit être disposé de manière à la laisser passer avec les roues de devant. Les *fig.* 1, 2, 3 et 4 de la *Pl. XXXVII*, empruntées à la description des mines de Freyberg, par M. d'Aubuisson, donnent une idée des dispositions que l'on peut adopter en pareil cas, et qui d'ailleurs peuvent être variées de bien des manières.

Ici les caisses prismatiques sont munies de boulons latéraux, auxquels sont adaptées de petites roulettes, ou plutôt des galets qui circulent dans des coulisses, formées par des longuerines en bois. A une petite hauteur au dessus de l'orifice, une pièce de fer *a*, *a*, *fig.* 3 et 4, poussée par une lame *b* faisant ressort, est disposée de telle façon qu'elle s'écarte pour laisser passer les galets des tonnes montantes, et ferme le passage aux galets des tonnes descendantes. Quand les derniers galets d'une tonne ont franchi cette pièce, on la laisse redescendre, en changeant le sens du mouvement de rotation du tambour. Les galets de derrière viennent s'appuyer sur les deux

pièces *a*, et la tonne bascule, ainsi que cela est représenté *fig.* 1, parce que les coulants sont échancrés, de manière à laisser passer entre eux les roulettes ou galets antérieurs du chariot, ainsi que cela est indiqué en *x*, *fig.* 1, 3 et 4. Quand la caisse est vidée, on la relève, et on la laisse redescendre après avoir tiré en arrière le crochet *a*, par le moyen du cordon *c*.

Il est aisé d'imaginer comment ces dispositions devraient être modifiées, si les galets avaient un diamètre plus grand, ce qui ne serait d'ailleurs utile que dans le cas où l'inclinaison du puits serait peu considérable. On peut ainsi vider directement le contenu de la caisse ou tonne d'extraction, dans des brouettes ou des chariots disposés sur une voie établie au jour.

Puits accouplés. — Souvent, au lieu de faire circuler les deux tonnes ascendante et descendante dans un même puits, on creuse deux puits voisins d'un petit diamètre, aboutissant à la même couche. Une tonne pleine monte dans l'un des puits, tandis que la tonne vide descend dans l'autre. Le tambour du baritel est alors placé entre les deux puits, sur la ligne qui joint leurs centres, s'ils sont suffisamment écartés, ou s'ils sont très-rapprochés, il est établi sur un point de la perpendiculaire commune à la ligne des centres.

Dimensions ordinaires des baritels à chevaux. — Les dimensions les plus ordinaires des baritels à chevaux sont généralement peu différentes de celles des baritels représentés dans les *Pl. XXXV* et *XXXIV*. Ainsi le diamètre du tambour est de 3 à 4 mètres. La longueur des bras, ou le rayon du manége est entre le triple et le quadruple du rayon du tambour, c'est-à-dire de 6 à 8 mètres. Le diamètre des mollettes est de $1^m,30$ à 2 mètres. La charpente qui les supporte est d'autant plus haute que les tonnes d'extraction ont une hauteur plus grande. Celles-ci sont chargées le plus souvent de 400 à 600 kilogrammes.

Effort et travail utile journalier du cheval. — M. Navier évalue l'effort moyen d'un cheval attelé à un manége, à 45 kilogrammes, avec une vitesse de $0^m,90$ par seconde, et le travail du cheval à 1.166.400 kilogrammes élevés à un mètre, la durée de l'action journalière étant de 8 heures. Il résulte d'observations nombreuses recueillies dans les travaux des mines, par M. Böbert, M. d'Aubuisson, etc., que l'effort *utile* moyen de traction du cheval, attelé à une machine d'extraction, pendant la durée de l'ascension des tonnes, s'élève de 60 à 70 kilogrammes, et que l'on peut partir d'une traction moyenne de 65 kilogrammes, pour mettre en harmonie les rayons du tambour, des bras du baritel et le poids du contenu de la tonne,

et que le travail utile journalier du cheval, employé de cette manière, quand il n'y a pas trop de temps perdu, s'élève en général à plus d'un million de kilogrammes élevés à un mètre.

En ayant égard aux résistances passives, on trouve que la quantité totale de travail journalier développée par le cheval dépasse un peu l'évaluation de M. Navier; d'ailleurs la durée du travail effectif est beaucoup moindre que dans un manége où le cheval agit d'une manière continue : car il y a un intervalle de repos, après l'élévation de chaque tonne pleine, et la somme de ces intervalles varie généralement de 1/4 à 1/3 de la journée entière. En outre, l'effort de traction du cheval varie entre des limites fort étendues, pendant l'ascension d'une tonne, à cause du poids des câbles qui agit d'abord dans le sens des résistances, et passe ensuite du côté de la puissance motrice. Or ce poids, pour peu que les puits soient profonds, est très-comparable à celui du contenu de la tonne pleine. Il paraît résulter de là que les alternatives de travail et de repos, et les variations de l'effort de traction, sont des circonstances favorables au développement de la force musculaire des chevaux, ainsi que Coulomb en avait déjà fait la remarque, au sujet du travail utile des hommes portant des fardeaux.

On peut voir à cet égard les observations sur le travail utile des hommes et des animaux employés dans les mines, qui ont été publiées dans le tome VIII des *Annales des Mines*, 3e série, p. 425. Je me bornerai à rapporter ici les dimensions d'un baritel à chevaux placé sur une mine de l'Erzgebirge. Je choisis ce baritel, parce que les chevaux qui y étaient attelés fournissaient, d'après M. Böbert, un travail utile, notablement plus grand que ceux qui étaient attelés aux machines du même genre placées sur plusieurs mines du voisinage. La mine est celle dite *Weisse schwann und volle Rose fundgrube.*

Le rayon du manége est de.	8m,178
Le diamètre du tambour.	3m,584
Le diamètre des mollettes.	1m,97
Le diamètre de leurs axes ou essieux.	0m,07
Le poids de ces mollettes.	187k,6
Le poids d'une tonne vide.	178k,22
Le poids du contenu d'une tonne pleine. . .	562k,00
Le poids du câble sur une longueur égale à celle du puits est de.	324k,37

Le puits est incliné, et son sol fait avec le plan horizontal, un angle de 77° 1/2.

La profondeur verticale est de. 200m,45
La durée de l'ascension d'une tonne est de. . . . . 11 minutes 55 secondes.
La durée de l'intervalle nécessaire pour l'accrochage et la vidange des tonnes, pendant lequel les chevaux se reposent. 6 minutes.

2 chevaux sont attelés à la fois et travaillent six heures par jour.

Ils élèvent 20 tonnes pleines, ce qui fait un travail utile de 1.316.025 kilogrammes élevés à 1 mètre par chaque cheval.

Leur vitesse moyenne, pendant la marche, est de 1m,59.

Leur effort moyen de traction, abstraction faite des résistances passives, est de 66k,27; le plus grand effort s'élève à 99k,08; le plus faible à 33k,46.

J'ajouterai que si l'extraction dure douze heures sur vingt-quatre, et si 2 chevaux sont attelés ensemble à un baritel, il faudra employer au service 4 chevaux qui travailleront chacun six heures par jour. Il sera d'ailleurs avantageux de ne pas les faire travailler six heures de suite, mais de les dételer après un travail de trois heures, pour les atteler de nouveau après trois heures de repos.

Les câbles d'extraction dont on fait usage pour les baritels à chevaux sont toujours ronds, en chanvre, ou en fil de fer tressé. Comme ils ne diffèrent pas essentiellement, non plus que les tonnes, des câbles ronds employés dans les baritels à eau ou à vapeur, nous donnerons d'abord la description de ces derniers.

Baritels à eau ou à vapeur. — La charpente des molettes, dans les baritels à eau ou à vapeur, ne diffère pas essentiellement des charpentes analogues pour les baritels à chevaux; seulement elle doit être plus solide et plus élevée, parce que les tonnes sont ordinairement plus chargées, et parce que la nature du moteur exige que les tonnes puissent s'élever à une assez grande hauteur au dessus de l'orifice du puits, sans venir s'appuyer contre les molettes et les renverser; cette charpente est d'ailleurs en général indépendante des tambours sur lesquels s'enroulent les câbles, et doit avoir une grande stabilité qu'on lui procure au moyen d'arcs-boutants ou jambes de force inclinées, placées du côté du tambour. Dans les lieux où le prix de la fonte est peu élevé comparativement à celui des bois, les supports des molettes sont construits en fonte. Il en est ainsi sur beaucoup de mines de houille de l'Angleterre, notamment sur celles des environs de Dudley.

Les câbles d'extraction s'enveloppent autour de tambours dont l'axe est presque toujours horizontal, et qui sont mis en mouvement par

la roue ou la machine motrices. Ces tambours ne sont pas ordinairement cylindriques; ceux qui reçoivent des câbles ronds sont coniques, afin de resserrer entre des limites moins écartées les variations du moment des résistances, dans les diverses positions des tonnes ascendante et descendante. Ceux qui reçoivent des câbles plats ne sont pas des tambours à proprement parler, mais des bobines dans lesquelles les spires successives du câble s'enveloppent les unes sur les autres.

Les *fig.* 5, 6 et 8, *Pl. XXXVII*, représentent la charpente des molettes la plus usitée dans les départements du Nord et en Belgique pour les baritels à vapeur. Ce système de construction réunit la simplicité à la solidité. Il consiste en un simple cadre de charpente érigé dans un plan vertical. Les montants verticaux sont posés sur de longues semelles en bois, couchées sur le sol, ou plutôt sur une maçonnerie arrasée au niveau du sol de la plate-forme qui entoure l'orifice du puits. Ils sont arcs-boutés, latéralement, par des pièces de bois qui s'appuient sur une semelle perpendiculaire aux deux premières, ou sur deux pièces de bois transversales assemblées à tenon et mortaise avec les deux semelles longitudinales, en arrière, du côté du tambour et de la machine motrice, par deux pièces de bois inclinées, appuyées sur les semelles longitudinales.

A leur partie supérieure, ils sont réunis par un chapeau qui complète le cadre et sert, en même temps qu'une pièce transversale placée au dessous, à soutenir les supports des molettes. Chacun de ces supports, dont le détail est représenté dans la *fig.* 8, consiste en deux pièces de bois courtes, inclinées en avant, portant à leurs extrémités supérieures des paliers en fonte qui contiennent les boîtes en bronze dans lesquelles tournent les essieux des molettes. Ces pièces sont reliées par des étriers en fer forgé et des boulons à vis au chapeau du cadre; elles reposent par leur pied sur la traverse inférieure à laquelle elles sont également boulonnées. L'axe des supports divisant à peu près en deux parties égales l'angle formé par les deux parties du câble plié sur la molette, la résultante des efforts exercés sur celle-ci, tend à appuyer les pièces de bois sur la traverse inférieure qui la supporte.

Les molettes ont généralement de 2 à 3 mètres de diamètre; elles sont en fonte. Leur largeur dépend de la forme du câble; leurs essieux sont en fer forgé et tourné.

L'orifice du puits est environné de trois côtés par une sorte de gardecorps formé de traverses horizontales en bois; celles-ci portent la

barre mobile sur laquelle on laisse retomber les tonnes en porte-à-faux, pour les renverser et les vider.

Les tambours ou bobines sur lesquels s'enveloppent les câbles, sont souvent établis à une distance considérable du puits d'extraction qu'ils desservent, et sont mis en mouvement par la machine motrice. Celle-ci peut être une roue hydraulique ou une machine à vapeur.

Roues hydrauliques appliquées à des baritels. — La construction d'une roue hydraulique dépend essentiellement de la chute d'eau que l'on a à sa disposition. Le plus ordinairement, dans les pays où il existe des baritels à eau, les chutes sont assez élevées, et on les a utilisées au moyen de roues à augets à chute supérieure. Afin de pouvoir changer le sens du mouvement de rotation, on construit ces roues avec deux rangs d'augets tournés en sens inverse l'un de l'autre, c'est-à-dire, que l'on accole l'une à l'autre deux roues égales et inversement tournées. La tête d'eau est un canal d'une largeur égale à celle des deux roues, et muni de deux becs garnis de vannes que le machiniste manœuvre à l'aide de renvois de mouvement appropriés, de sorte qu'il fait arriver à volonté l'eau motrice sur l'une ou l'autre roue. Une vanne de décharge adaptée à la tête d'eau permet de dévier une partie de l'eau, pour ne laisser tomber sur la roue que le volume nécessaire pour entretenir un mouvement à peu près uniforme, en proportionnant la dépense d'eau au moment variable des résistances.

Lorsque le cours d'eau peut être amené par un canal vers l'endroit où doit être établi le tambour du baritel, on monte ordinairement ce tambour sur le même arbre que la roue, de manière à ce que la roue et le tambour fassent un même nombre de tours. Mais il arrive quelquefois que la chute d'eau que l'on veut utiliser est à une assez grande distance, et même à un niveau différent du point où doivent être établis les tambours; dans ce cas, le mouvement de la roue établie sous la chute d'eau, est transmis à l'arbre des tambours au moyen de manivelles coudées, de tirants en bois ou en fer, et de leviers coudés dits *varlets* ou *virebocs*, qui renvoient le mouvement d'une direction dans une autre. Ces transmissions de mouvement par des tirants plus ou moins longs ont l'inconvénient de rendre plus dispendieux l'établissement aiusi que l'entretien de la machine, et de donner lieu, pendant le travail, à des résistances passives qui consomment une partie notable de la puissance mécanique de la chute. De plus, comme le mécanicien qui conduit le baritel doit être près des tambours sur lesquels s'enroulent les câbles et avoir en vue le puits d'extraction, afin de pouvoir changer à propos le sens du mouvement de rotation de la roue ou l'arrêter tout à fait, il faut que les

vannes qui donnent l'eau à l'un ou à l'autre des compartiments de la roue, ainsi que le frein qui est adapté à cette roue, soient manœuvrés de loin, à l'aide de tirants d'une longueur égale à ceux qui transmettent le mouvement de la roue aux tambours.

Il me semble préférable de monter, toutes les fois que cela n'est pas impossible, les tambours sur l'arbre même de la roue, quand bien même ils devraient se trouver ainsi à de grandes distances du puits d'extraction. Les câbles iront des tambours aux molettes placées sur le puits, en passant sur des rouleaux ou des poulies de renvoi : on évitera par ce moyen l'emploi des tirants qui seront remplacés par le prolongement des câbles. L'entretien de ceux-ci ne sera guère plus dispendieux que celui des tirants, si l'on se sert de câbles en fil de fer, dont une expérience de plusieurs années a démontré le bon usage, dans les travaux des mines. La manœuvre de la machine sera sujette à moins de difficultés, et les résistances passives seront vraisemblablement un peu moins grandes. Il sera nécessaire toutefois que le puits soit en vue du mécanicien placé près de la machine. Des marques attachées aux câbles, qui se plient sur les tambours, pourront d'ailleurs lui indiquer les positions principales des tonnes d'extraction, telles que l'arrivée près du fond ou au jour, les croisements dans les puits, etc.

Les *fig.* 1, 2 et 3, *Pl. XXXVIII*, représentent le baritel à eau du puits dit Richtschacht, d'après l'ouvrage de M. d'Aubuisson sur les mines de Freyberg. La roue hydraulique est établie souterrainement; son mouvement est transmis à l'arbre des tambours placés à la surface au moyen de deux manivelles coudées en fonte de fer, et de quatre tirants en bois. Nous avons choisi cet exemple comme l'un des cas les plus compliqués qui puissent se présenter dans l'établissement des baritels à eau.

La *fig.* 1 est un plan des tambours sur lesquels s'enroulent les deux câbles. Le puits d'extraction est à droite des tambours. Le puits situé à gauche contient deux des tirants en bois qui transmettent le mouvement de la roue hydraulique à l'arbre des tambours.

La *fig.* 2 est une coupe verticale passant par l'axe des tambours et faite dans les puits, vers la partie supérieure de la chambre de la roue hydraulique. Les extrémités des mêmes tirants sont désignées par les mêmes lettres dans les *fig.* 1 et 2.

La *fig.* 3 est une coupe verticale perpendiculaire à la précédente et à l'axe de la roue hydraulique; elle montre le frein au moyen duquel on arrête rapidement le mouvement de la roue. Le puits d'extraction est vertical jusqu'à la profondeur de 60 toises (environ 114 mètres) :

il se prolonge par un puits incliné de 35° sur le plan vertical jusqu'à 150 toises. Ce puits est divisé en trois compartiments B', B, B comme on le voit par les *fig.* 1 et 2. Deux B, B servent à la circulation des tonnes d'extraction. Le troisième contient les échelles de la descenderie, et les tirants *bb*, dont l'extrémité inférieure aboutit aux manivelles doubles que porte l'arbre de la roue hydraulique, et l'extrémité supérieure aux manivelles semblables fixées à l'arbre des tambours.

Le puits C, à gauche des tambours, est vertical: il a 50 toises de profondeur; il contient les deux tirants *bb* qui joignent ensemble les doubles manivelles placées à gauche des arbres de la roue hydraulique et des tambours: il contient en outre trois autres tirants *i*, *i*, *i*, qui aboutissent à des tiges fixées sur les trois cylindres *m*, *n* et *r*; c'est par l'intermédiaire de ces tirants que le machiniste placé à la surface, donne l'eau à la roue sur l'un ou l'autre de ses compartiments, et serre ou desserre à propos le frein qui agit sur cette roue.

Les tambours sont établis entre les deux puits B' et C, à 6 pieds (soit $1^m,90$) au dessus du sol. Un des tambours A' est fixé à l'arbre; l'autre A" peut être à volonté fixé à l'arbre ou en être rendu indépendant, de manière à ce qu'il ne participe pas au mouvement de rotation de l'arbre et du tambour A'.

Les tambours ont 4 pieds 1/2 de diamètre (soit 1,40). Les rebords circulaires qui les limitent ont 7 pieds 3/4 de diamètre, ou 50 centimètres de saillie sur la circonférence des tambours. Chacun de ceux-ci est divisé en deux compartiments. Le plus long reçoit la portion du câble qui n'est pas utilisée; la cloison qui sépare ces deux compartiments est échancrée, pour laisser passer le câble d'un compartiment sur l'autre.

L'arbre des tambours, qui a 11 pieds 1/2 de long et 2 pieds d'équarissage, porte à chaque extrémité une double manivelle en fer fondu du poids de 13 quintaux 1/2 (675 kilogrammes). Les deux coudes de chaque manivelle sont à 180° l'un de l'autre, et par conséquent dans un même plan. Les deux manivelles sont à 90° l'une de l'autre, de sorte que leur ensemble constitue une manivelle quadruple, dont les coudes divisent la circonférence en quatre quarts. Le rayon de la circonférence décrite par l'axe de chacun des coudes est de 11 pouces. Les tourillons tournés sont ménagés entre le premier coude et l'extrémité de l'arbre; ils ont un diamètre de 8 à 9 pouces, et tournent sur des coussinets en fer enchâssés dans des semelles en bois; celles-ci reposent sur des murs.

Le tambour A" peut être rendu à volonté fixe sur l'arbre, ou indé-

pendant de l'arbre. A cet effet, l'arbre est tourné dans la partie sur laquelle ce tambour est placé. Celui-ci est monté sur un manchon cylindrique qui emboîte la partie également cylindrique de l'arbre. Des verrous *gg* peuvent glisser dans des guides appliqués sur les faces extérieures des cloisons du tambour, et des boulons en fer saillants *h*, *h*, *h*, sont fixés sur la périphérie de l'arbre dans la partie qui touche ces cloisons. Si l'on enfonce les verrous *gg* jusqu'à ce qu'ils viennent s'appuyer sur l'arbre, les saillies *h*, *h*, *h*, viennent rencontrer ces verrous et forcent le tambour à tourner avec l'arbre. Si au contraire on relève les verrous, et si en même temps on fait presser un frein sur le contour de l'une des cloisons du tambour, l'arbre tournera dans l'intérieur du manchon cylindrique sur lequel le tambour est monté, tandis que l'action du frein empêchera celui-ci d'être entraîné par le frottement, dans le mouvement de rotation du système. Il est facile d'imaginer des dispositions telles que les verrous *gg* se rapprochent de l'arbre et des saillies *h*, *h* quand le frein est desserré, et se relèvent au contraire lorsque le frein vient presser le contour de la cloison. Il suffirait pour cela, par exemple, que les verrous *g*, *g*, fussent poussés de la circonférence vers le centre par des ressorts, qui feraient presser leurs extrémités contre l'arbre, tant que le frein ne serait pas appliqué sur les cloisons du tambour, et que l'on plaçât dans l'épaisseur des cloisons, des tiges qui s'enfonceraient sous la pression d'un frein, embrassant la circonférence du disque, et détermineraient par leur enfoncement même, au moyen d'un renvoi de mouvement logé dans l'intervalle compris entre l'enveloppe du tambour et le collier ou manchon qui le porte, l'écartement des verrous.

La mobilité du tambour A″ est nécessaire pour que la machine puisse extraire des minerais de deux niveaux différents, soit simultanément, soit successivement. Ainsi, par exemple, supposons que la tonne dont le câble s'enroule sur le tambour A′, soit à une profondeur de 200 toises par exemple, lorsque la tonne dont le câble s'enroule autour du tambour A″ est au niveau de l'orifice. Si on ne veut faire descendre cette dernière tonne qu'à la profondeur de 150 toises, il suffira de rendre le tambour A″ indépendant de l'arbre, quand la tonne sera descendue jusqu'à ce niveau, tandis que l'arbre et le tambour A′ continueront à tourner pour amener jusqu'à la surface la tonne qui remonte du niveau de 200 toises. Inversement, lorsque la tonne partie du niveau de 150 toises sera arrivée à la surface, la tonne descendante sera arrivée à la profondeur de 150 toises: si on veut la faire descendre plus bas, on décrochera le tambour mobile

que l'on fixera à l'aide du frein, tandisque l'arbre et le tambour fixe continueront à tourner dans le même sens, jusqu'à ce que la tonne descendante soit arrivée au niveau convenable.

La roue hydraulique est établie souterrainement à une profondeur de 50 toises, égale à celle du puits C: elle est placée entre les deux puits verticaux, dans une excavation particulière; les deux manivelles doubles et l'axe de la roue correspondent aux manivelles et à l'axe de l'arbre des tambours placés à la surface, les axes de la roue et de l'arbre étant contenus dans le même plan vertical. Les eaux motrices arrivent par un canal P, *fig.* 3, et sont versées dans le 3e ou 4e auget à partir du sommet, du compartiment de droite ou du compartiment de gauche, par l'un des becs O, O, tournés en sens inverse l'un de l'autre et adaptés sous le fond du canal, près de la tête d'eau. Le diamètre de la roue est de 34 pieds 1/4, environ 10 mètres. La largeur, dans œuvre, de chaque compartiment, est de 15 pouces 1/2. L'épaisseur de la couronne qui les sépare est de 7 pouces 1/2; celle de chacune des couronnes extrêmes est de 2 pouces 3/4. La profondeur de l'aubage ou des augets dans le sens du rayon est de 12 pouces. A la tête N du canal P est adapté un petit canal de décharge par lequel s'écoule l'excédant de l'eau motrice, qui n'arrive pas sur la roue par l'ouverture de la vanne.

Les deux vannes de la roue et le frein sont manœuvrés par le machiniste placé au jour, près des tambours, au moyen de trois tirants *i*, *i*, *i*, et des trois cylindres *r*, *n* et *m*. Ces tirants, attachés par leurs extrémités inférieures à des tiges en saillie sur les cylindres, sont attachés par les extrémités supérieures à des bascules de 12 pieds de long, établies au premier étage du bâtiment qui contient les tambours. A l'autre bout de ces bascules sont suspendues des perches, qui descendent au rez-de-chaussée et se lient à autant de leviers dont les manches sont à la portée du machiniste. Celui-ci a donc, à côté de lui, quatre leviers: deux servent à soulever ou à baisser les vannes qui donnent l'eau à l'un ou à l'autre des compartiments de la roue hydraulique: un troisième sert à serrer le frein de la roue hydraulique; le quatrième sert à serrer le frein qui arrête le mouvement de rotation du tambour A''. Les *fig.* 2 et 3 indiquent suffisamment de quelle manière les tirants *i*, *i*, *i* agissent sur les deux vannes et sur le frein. Lorsqu'une tonne arrive au jour, et que la tonne correspondante est en même temps descendue au niveau où se fait actuellement l'extraction, le machiniste ferme la vanne qui donne l'eau à la roue, et serre immédiatement le frein, pour que la roue s'arrête tout de suite ou du moins en fort peu de temps, malgré le poids d'eau dont

elle demeure chargée et l'influence de la vitesse acquise. Immédiatement après, il donne l'eau à la roue en sens contraire et desserre le frein, pour laisser prendre à la roue un mouvement en sens inverse, afin que la tonne pleine redescende un peu et se vide. Quand cela est fait, il relève la tonne et la met dans la position où elle doit être pour redescendre. A un signal donné du fond par une sonnette ou par tout autre moyen, et qui l'avertit qu'une autre tonne est pleine et prête à remonter au jour, il donne de nouveau l'eau sur le compartiment de la roue accolé à celui qui recevait l'eau, pendant l'ascension de la tonne précédente.

Chacun des câbles enveloppés sur les tambours se relève d'abord verticalement, va se plier sur une première poulie de renvoi établie à 22 pieds au dessus du sol, se dirige horizontalement vers une seconde poulie de renvoi placée sur le puits, et descend verticalement après s'être plié sur le contour de celle-ci.

Chacune des tonnes d'extraction contient 12 pieds cubes de minerais du poids d'environ 20 quintaux ou 1000 kilogrammes. La roue hydraulique fait environ 6 tours par minute, avec une dépense d'eau de 129 pieds cubes dans le même temps. Les tambours font le même nombre de tours, et comme leur diamètre moyen est de 5 pieds 1/4, les tonnes circulent dans le puits avec une vitesse de 16 toises,66 par minute; en supposant que le poids des minerais extraits soit au poids d'un pareil volume d'eau dans le rapport de 2 1/2 à 1, ce qui ne doit pas beaucoup s'écarter de la réalité, et admettant que les tonnes s'élèvent suivant une ligne verticale, on voit qu'on dépense par minute 129 pieds cubes d'eau tombant de 34 pieds, et que le travail utile est représenté par le poids de 30 pieds cubes d'eau élevés à 99pieds,96. Le travail utilisé est donc au travail dépensé, dans le rapport de

$$99,96 \times 30 : 129 \times 34 = 15 : 22.$$

Cette évaluation est vraisemblablement plutôt au dessus qu'au dessous du rapport réel entre le travail utile et le travail moteur de la chute d'eau. Car les longs tirants employés pour la transmission du mouvement, la vitesse assez grande de la roue hydraulique (sa circonférence tourne avec une vitesse de 3 mètres par seconde environ), et surtout l'inégalité du moment de la résistance résultant du poids des câbles doivent donner lieu à une grande perte de la puissance motrice.

Il n'entre pas dans notre sujet de donner la théorie et les règles de construction des roues à augets et des roues hydrauliques en général; nous renverrons aux traités spéciaux d'hydraulique et de mécanique

appliquée, et notamment à l'excellent traité d'hydraulique de M. d'Aubuisson.

Nous ferons seulement remarquer que toutes les roues hydrauliques peuvent servir avec avantage à mouvoir des baritels pour l'extraction des minerais; mais il faudra en général transmettre le mouvement de la roue au baritel par des engrenages, afin de conserver à la roue motrice la vitesse qui correspond au maximum d'effet utile de la chute d'eau, tandis que les tonnes circuleront dans le puits avec une vitesse qui ne devra pas généralement dépasser 1 mètre par seconde.

Possibilité de l'emploi des roues à axe vertical. — Dans les pays de montagnes, où les mines métalliques sont habituellement exploitées, les chutes d'eau ont fréquemment une grande hauteur et le volume des eaux motrices est faible. On utilise très-bien ces grandes chutes avec des roues à augets prenant l'eau en dessus; mais celles-ci reviennent à un prix élevé, et sont embarrassantes à placer, en raison de leur diamètre considérable. On pourrait leur substituer, dans beaucoup de cas, avec avantage des roues à axe vertical, qui seraient établies, soit comme les roues à réaction de Segner et de Manoury d'Ectot, soit comme la roue d'Euler, dont le dispositif a été heureusement modifié, dans ces dernières années, par M. Burdin, M. Fourneyron et plusieurs autres ingénieurs (1).

Les roues à axe vertical placées sous des chutes un peu élevées, doivent faire un grand nombre de révolutions par minute, pour utiliser le mieux possible le travail de la chute motrice. On devrait donc transmettre leur mouvement à l'arbre des tambours qui pourrait être placé dans une situation horizontale, au moyen de roues d'engrenage.

Machines à vapeur appliquées à des baritels. — Dans le plus grand nombre de cas, les tambours des baritels reçoivent leur mouvement de machines à vapeur. Celles dont on fait usage pour cela sont toujours à double effet. Elles sont munies d'un condenseur, ou

---

(1) J'ai fait sur ce genre de roues hydrauliques des expériences nombreuses, dont les résultats sont consignés dans plusieurs mémoires inédits, que j'ai présentés à l'Académie des sciences de l'Institut, et dont le premier date de l'année 1838. J'ai développé, depuis plusieurs années, les principes de leur établissement dans mes leçons à l'École royale des Mines, et j'ai publié les résultats principaux de mes expériences, ainsi que la description d'une roue de ce genre exécutée d'après mes plans à Vitry-le-Français, sous le titre de : *Recherches théoriques et expérimentales sur les roues à réaction.* (Carilian-Gœury et V^{tor} Dalmont, éditeurs; Paris, 1843.)

fonctionnent à haute pression et à vapeur perdue, suivant que l'on a plus ou moins d'eau à sa disposition. Elles peuvent être à cylindre vertical et à balancier, ou bien à cylindre horizontal ou vertical sans balancier. Dans ce dernier cas, le mouvement de la tige du piston est transmis à l'arbre qui porte le volant de la machine par une simple bielle et une manivelle. Si le cylindre est vertical, il est établi directement au dessus ou au dessous de l'axe de l'arbre du volant. S'il est horizontal, il est établi sur le côté. Cette dernière disposition est celle qui exige le moins de dépenses en constructions, pour l'établissement de la machine : mais elle présente quelques autres inconvénients parmi lesquels on signale l'usure inégale du cylindre et le défaut de durée des pistons. L'arbre du volant de la machine à vapeur, quel que soit son mode de construction, porte en général une roue d'engrenage qui conduit une roue d'un plus grand diamètre montée sur l'arbre des tambours. Pour changer le sens du mouvement de rotation des tambours, on change presque toujours le sens du mouvement de rotation du volant de la machine à vapeur. Celle-ci doit donc être construite de manière à ce qu'elle fonctionne, avec le même avantage, quel que soit le sens dans lequel tourne le volant, et le renversement du mouvement doit pouvoir s'exécuter par une manœuvre simple et rapide. Quand la distribution de la vapeur dans le cylindre se fait au moyen de quatre soupapes ouvertes par l'action de contre-poids, et fermées par les tasseaux fixés à une poutrelle suspendue au balancier, comme dans les anciennes machines de Watt, il suffit pour renverser le mouvement, de fermer avec la main, à l'aide des manches ou manettes, les soupapes qui sont actuellement ouvertes, ce qui détermine l'ouverture de celles qui étaient fermées. La vapeur presse alors le piston en sens inverse de son mouvement actuel, ou du mouvement qu'il était sur le point de prendre, s'il était à l'une des extrémités de sa course. Cette pression de la vapeur qui concourt ordinairement avec l'action des résistances, détruit bientôt la vitesse acquise par le volant, et lui en imprime une en sens contraire, qui se continue dès lors, sans l'aide du machiniste, parce qu'à la fin de chaque coup de piston, les tasseaux ouvrent les soupapes qui étaient fermées et ferment celles qui étaient ouvertes.

Machines à tiroir.— Les quatre soupapes d'admission et d'exhaussion sont aujourd'hui remplacées, dans la plupart des machines à rotation, par un tiroir unique, auquel un excentrique monté sur l'arbre du volant communique un mouvement rectiligne alternatif. L'importance capitale d'une bonne distribution de la vapeur dans les machines, nous détermine à entrer ici dans les détails essentiels que

tout mécanicien et toute personne faisant usage d'appareils à vapeur devrait connaître.

Je suppose un cylindre placé horizontalement *Pl. XXXIX*, *fig.* 1 et 2, dont le piston P, imprime à l'arbre A qui porte le volant, un mouvement de rotation continu, au moyen de la bielle B et de la manivelle M. Au dessus du cylindre est établie la capacité C, dite boîte à vapeur, dont l'intérieur a la forme d'un parallélipipède rectangle, et qui est mise constamment en communication avec la chaudière, par un tuyau I, et un conduit ménagé à la fonte, qui débouche dans la boîte par l'ouverture rectangulaire *m*, *fig.* 2 et 3.

Le fond de la boîte est une surface métallique bien dressée, dans laquelle sont percées les trois ouvertures rectangulaires *a*, *b*, c, *fig.* 1 et 2; les deux premières *a* et *b* mettent l'intérieur de la boîte en communication avec les deux extrémités du cylindre; l'ouverture intermédiaire c communique avec un conduit qui débouche dans le condenseur, ou dans l'atmosphère, suivant que la machine est pourvue d'un condenseur ou que la vapeur est rejetée dans l'atmosphère. Un tiroir creux s'applique par ses bords sur la surface dressée du fond de la boîte. Admettons d'abord que les bords extrêmes du tiroir aient une largeur égale à celle des ouvertures *a* et *b*, et que l'intervalle entre ces rebords soit égal à la distance qui sépare les bords internes des mêmes ouvertures. Cela posé, lorsque le tiroir sera dans la position représentée *fig.* 1 et 2, l'orifice *a* sera démasqué; la vapeur qui remplit la boîte pénétrera dans le cylindre et pressera la face F du piston P, tandis que la partie du cylindre située en arrière du même piston, communiquera avec le condenseur, par l'orifice *b*, le creux du tiroir et l'orifice *c*. Si l'on fait avancer le tiroir dans le sens *z'v'* d'une quantité égale à la largeur d'un des orifices *a* et *b*, ces deux orifices seront à la fois masqués par les bords *j*, *j'*, et, dans cette position, le cylindre sera isolé tout à la fois et de la chaudière et du condenseur. Enfin si le tiroir avance encore dans le même sens *z'v'* d'une quantité égale à la largeur de l'un des orifices *a* ou *b*, l'orifice *b* sera démasqué. La vapeur de la boîte viendra presser la face F' du piston, tandis que la portion du cylindre qui est en avant du piston communiquera avec le condenseur *c*. Désignons par les nos 1, 2 et 3 les trois positions du tiroir que nous venons d'indiquer, et supposons que le piston étant à l'extrémité E du cylindre, le tiroir soit dans la position 1. Le piston sera poussé alors de E vers E' par la vapeur affluente par l'orifice *a*, tandis que sa face postérieure ne supportera que la pression de la vapeur raréfiée qui s'écoule au condenseur. L'arbre A entraîné par l'inertie

du volant, et de toute la masse qui fait système avec lui, continuera à tourner dans le même sens, celui qui est indiqué par la flèche *xy* par exemple : après que le piston sera arrivé à l'extrémité de sa course, et dès que la manivelle aura dépassé le *point mort*, c'est-à-dire celui où la tangente à la circonférence qu'elle décrit est perpendiculaire à la tige du piston, la pression de la vapeur sur le piston agira dans le sens du mouvement qui a lieu. Le tiroir *t* pourra rester immobile, jusqu'à ce que le piston soit tout près de l'extrémité de sa course. Au moment où celui-ci sera à quelques millimètres du fond E', concevons que le tiroir se place dans la position 3, en passant nécessairement par la position 2. Il y aura un moment où le cylindre sera entièrement isolé de la chaudière et du condenseur. La vapeur cessera donc d'entrer par l'orifice *a* dans le cylindre et de s'écouler par l'orifice *b*. Pendant ce temps le mouvement de rotation sera entretenu dans le même sens par l'inertie des masses et la vitesse acquise. La manivelle dépassera le second *point mort*. Immédiatement après, la vapeur affluera dans le cylindre par l'orifice *b* de la boîte, et viendra presser le piston sur sa face postérieure, tandis que la vapeur contenue entre le fond antérieur E et le piston s'écoulera au condenseur par l'orifice *a*. La pression de la vapeur agira donc dans le sens du mouvement, jusqu'à ce que le piston soit revenu tout près du fond E du cylindre. Le tiroir *t* revenant alors dans la position 1, en repassant par la position 3, une nouvelle période de mouvement semblable à la précédente commencera. Le mouvement rectiligne alternatif du piston et le mouvement circulaire continu de l'arbre du volant peuvent donc être entretenus par un simple tiroir, qui passe de la position 1 à la position 3, et revienne de la position 3 à la position 1, quand le piston arrivera respectivement aux extrémités E' et E de sa course.

Le tiroir de distribution n'est pas déplacé brusquement, aux deux extrémités de la course du piston, ainsi que nous l'avons supposé. Il reçoit un mouvement rectiligne alternatif, d'un excentrique monté sur l'arbre du volant.

Excentrique du tiroir.—Les *fig.* 1 et 2 représentent une des dispositions le plus fréquemment usitées. *e* est l'excentrique, c'est-à-dire un cylindre court invariablement fixé à l'arbre A, et dont le centre o est écarté de l'axe de l'arbre d'une distance Ao. La bielle DD se termine par un collier qui embrasse l'excentrique, et à l'autre extrémité par une poignée *p*. Elle porte près de cette seconde extrémité une *encoche* ou cavité demi-cylindrique, par laquelle elle s'appuie sur le bouton *k* d'un levier ou petit balancier *kh*, fixé sur un arbre

horizontal *gg'*, *fig.* 1, 2 et 4. Cet arbre porte un bras qui pénètre dans une cavité *u*, *fig.* 2, ménagée à l'extrémité de la tige *d*, qui est liée au tiroir *t* et traverse la paroi de la capacité C à travers un presse-étoupes *w*. Le levier *kh* porte un second bouton *k'*, semblable au bouton *k*, et situé à la même distance que celui-ci de l'arbre horizontal *gg'*, enfin il se prolonge en une poignée *h* qui permet de le manœuvrer à la main. Il est évident, d'après cette disposition, que le centre du collier de la bielle DD, qui coïncide toujours avec le centre de l'excentrique, décrit à chaque révolution de l'arbre du volant, une circonférence de cercle dont le diamètre est égal au double de l'excentricité A*o*. La seconde extrémité de la bielle, qui porte sur le bouton *k* du levier *kh*, entraîne ce levier, et imprime à l'arbre *gg'*, sur lequel il est fixé, un mouvement circulaire alternatif. La tige du tiroir est entraînée par le bras qui pénètre dans la cavité *u*, et glisse, d'un mouvement rectiligne alternatif, sur le fond de la boîte C. Les dimensions et la disposition de l'excentrique, des bielles et du levier *kh*, doivent être telles que l'excursion totale du tiroir soit égale à la somme des largeurs des orifices *a* et *b* et des rebords correspondants du tiroir, que le tiroir masque à la fois, par ses rebords, les deux orifices *a* et *b*, chaque fois que le piston arrive à une des extrémités de sa course, et démasque rapidement, aussitôt que la course en sens inverse est commencée, les orifices qui mettent les deux parties du cylindre, séparées par le piston, en communication, l'une avec l'intérieur de la boîte C, l'autre avec le dessous du tiroir et le condenseur. Ces conditions sont remplies dans les dessins de la *Pl. XXXIX.* On remarquera d'abord que le centre A de l'arbre du volant est sur le prolongement de l'axe du cylindre et de la tige du piston P. Le plan du fond de la boîte C, sur lequel glisse le tiroir, est parallèle au plan qui contient l'axe de l'arbre du volant et de l'arbre *gg'*. La bielle DD étant très-longue, par rapport aux bras *gk*, *gk'* du levier fixé sur l'arbre *gg'*, l'axe de cette bielle demeure sensiblement parallèle à lui-même ; l'amplitude du mouvement circulaire alternatif de l'arbre *gg'* est d'ailleurs petite, et par conséquent le bouton *k*, sur lequel s'appuie la bielle, décrit un arc de cercle, dont la corde, sensiblement parallèle au plan du fond de la boîte C, est à très-peu près égale au double de l'excentricité A*o*; celle-ci est égale à la largeur de l'un des orifices *a* et *b*, et l'amplitude de chaque excursion du tiroir égale à l'excursion du bouton *k*, est aussi égale à deux fois la largeur d'un des orifices *a* et *b*, ou deux fois l'excentrité A*o*, abstraction faite de la petite influence de l'obliquité de l'axe de la bielle DD, à laquelle on doit néanmoins avoir

égard dans la construction de la machine. D'un autre côté, l'excentrique *e* est fixé sur l'arbre de telle sorte que la ligne d'excentricité A*o* soit perpendiculaire à l'axe de la manivelle AM. Il en résulte que, comme on le voit dans la *fig.* 1, lorsque le piston est au milieu de sa course (abstraction faite de l'obliquité de la bielle B), le tiroir *t* est à l'extrémité de la sienne, et *vice-versâ*. Cela posé, concevons que l'arbre A tourne dans le sens indiqué par la flèche *xy*, le piston P s'avance de E vers E′ dans le sens indiqué par la flèche *zv*. Le tiroir *t* est à la limite extrême de sa course. L'orifice *a* est ouvert pour l'admission de la vapeur de la chaudière. La vapeur qui est derrière le piston s'écoule par l'orifice *b* au condenseur *c*. A mesure que le piston P s'enfonce dans le cylindre au delà de la position représentée dans la figure, l'excentrique pousse la bielle DD du côté du cylindre, l'arbre *gg′* tourne dans le sens indiqué par *x′y′*, le tiroir est donc tiré dans le sens marqué par la flèche *z′v′*, vers l'extrémité antérieure de la boîte. L'orifice *b* commence à être masqué par le rebord *j′*, et l'orifice *a* par le rebord *j*. Toutefois le mouvement de progression du tiroir est alors très-lent, car le centre o de l'excentrique décrit un arc de cercle dont la tangente est à peu près perpendiculaire à la tige du tiroir. Ce mouvement de progression dans le sens *z′v′*, s'accélère à mesure que le piston P s'approche du fond E′ du cylindre, et l'axe de la manivelle M de la direction prolongée de l'axe du cylindre. Quand cette position est atteinte, la ligne d'excentricité Ao est verticale, le tiroir a avancé dans le sens *z′v′* d'une quantité égale sensiblement à l'excentricité; il est dans la position 3, et masque à la fois, par ses rebords, les orifices *a* et *b*. L'inertie du volant entraîne l'arbre A, la manivelle M dépasse *le point mort*, le piston commence à rétrograder, en même temps le tiroir *t* continue à marcher dans le sens *z′v′*, et son mouvement de progression est alors le plus rapide possible, puisque le centre o de l'excentrique décrit un arc de cercle dont la tangente est parallèle à la tige du tiroir. L'orifice *b* est donc démasqué pour l'entrée de la vapeur qui vient presser le piston sur la face F′, tandis que l'orifice *a* est démasqué aussi pour l'écoulement de la vapeur qui remplit la partie antérieure du cylindre, au condenseur. Le tiroir *t* continuera à s'avancer dans le sens *z′v′* d'un mouvement qui se ralentira de plus en plus, jusqu'à ce que le piston ait atteint de nouveau, dans son mouvement rétrograde, la position où il est représenté dans la *fig.* 1. L'arbre A aura alors fait une demi-révolution. Le tiroir sera parvenu à l'extrémité antérieure de sa course. L'orifice *b* sera complétement démasqué pour laisser entrer la vapeur motrice du côté E′ du cylindre, tandis que l'orifice *a* sera

aussi démasqué tout entier, pour laisser arriver sous le tiroir, et s'écouler par l'orifice *c*, la vapeur qui reste encore du côté E du cylindre. Le piston continuant à marcher vers E, le tiroir prendra un mouvement en sens inverse de la flèche *z'v'*, et commencera à masquer, d'un mouvement très-lent, les orifices *a* et *b*. Son mouvement s'accélérera jusqu'à ce que ces orifices soient entièrement couverts, ce qui arrivera précisément quand le piston sera arrivé en E et que l'arbre A aura fait les trois quarts d'une révolution dans le sens *xy*, à partir de la position de la manivelle représentée dans la figure. Le mouvement de rotation continuera donc ainsi indéfiniment dans le même sens.

Renversement du mouvement dans le cas où l'excentrique du tiroir est fixé à l'arbre du volant.— Supposons maintenant que l'on veuille changer le sens du mouvement de rotation, au moment où le piston P est dans la position représentée par les *fig.* 1 et 2. Le mécanicien saisira d'une main la poignée *p* de la bielle DD, soulèvera cette bielle et dégagera ainsi le bouton *k* de l'encoche. Saisissant de l'autre main la poignée *h* du levier *kh*, il fera tourner rapidement ce levier, et tout le système de l'arbre *gg'*, dans le sens *x'y'*. Le tiroir sera ainsi rapidement transporté à l'autre extrémité de sa course; la vapeur affluera du côté E' du cylindre; celle qui est du côté opposé s'écoulera au condenseur. La vapeur agira donc, avec toute la pression qu'elle possède dans la chaudière, pour empêcher le piston P de continuer à avancer dans le sens *zv*, et pour éteindre le mouvement actuel du piston et de tout le système de l'arbre A. En général cette action de la vapeur concourra avec celle des résistances appliquées à l'arbre, de sorte que les vitesses acquises seront bientôt détruites, et que tout le système prendra un mouvement en sens inverse. Le mécanicien qui tient toujours la bielle DD soulevée, élèvera la poignée *p*. au dessus du bouton *k'* et laissera porter sur ce bouton la bielle DD, dont l'encoche viendra saisir le bouton, par suite du mouvement rétrograde du volant. Le mécanicien ramènera d'ailleurs, au besoin, le bouton vers cette encoche, en agissant sur la poignée *h*. Dès lors le mouvement opposé à celui qui avait lieu d'abord, continuera indéfiniment par l'effet du jeu du tiroir. En effet, pour des positions identiques du piston P, le tiroir *t* occupe des positions symétriquement opposées, par rapport à sa position moyenne, suivant que ce tiroir est mené par la bielle DD appuyée sur le bouton *k*, ou par la même bielle appuyée sur le bouton *k'*.

Pour que la manœuvre que nous venons de décrire soit facile à exécuter, il est nécessaire que la bielle DD soit équilibrée en partie

par un contre-poids : *f*, dans les *fig.* 1 et 2, représente à cet effet une fourchette qui termine une tige en fer sur laquelle porte l'extrémité de la bielle, dans le voisinage de l'encoche et de la poignée *p*. Cette tige tend à relever la bielle, ou plutôt à la soutenir, par l'effet d'un contre-poids qui peut être placé sous le sol, afin de ne pas encombrer l'atelier. Un contre-poids *q* est aussi fixé sur le prolongement de l'arbre *gg'*, pour équilibrer le levier *kk'h* et la partie de l'arbre qui se prolonge au delà du support *n*, *fig.* 2 et 4. S, *fig.* 1 et 2, est un support fixe terminé par un œil dans lequel coule la tige TT du piston, qui est prolongée à cet effet au delà de la barre transversale à laquelle est attaché l'étrier qui termine la bielle B. La *fig.* 4 est une projection de la partie antérieure du cylindre sur un plan perpendiculaire à l'axe de la tige du piston, afin de faire voir les détails de l'arbre *gg'* et de tout le système qui en dépend. La *fig.* 3 est une section normale à l'axe du cylindre, qui montre la coupe transversale du tiroir, et le conduit qui amène la vapeur de la chaudière dans la boîte *c*, et du dessous du tiroir au condenseur.

Autre dispositif pour renverser le sens du mouvement, au moyen d'un excentrique fou sur l'arbre du volant.— Quelquefois, au lieu de porter l'extrémité de la bielle de l'excentrique, d'un bouton sur un autre, ou d'un levier sur un autre, pour changer le sens du mouvement de rotation, on emploie le dispositif représenté par les *fig.* 5, 6, 7 et 8, qui est usité dans la construction des machines de bateaux. L'excentrique e, *fig.* 5, est *fou* autour de l'arbre A, c'est-à-dire qu'il peut tourner librement autour de cet arbre, auquel il n'est pas invariablement fixé, et que l'arbre peut tourner dans l'œil de l'excentrique, tandis que celui-ci est immobile. Dans la marche de la machine, l'excentrique participe au mouvement de rotation de l'arbre, parce qu'une saillie *aa'*, fixée à l'excentrique, est poussée par une saillie *bb'* fixée à l'arbre. Ces saillies sont des portions d'anneaux, à section transversale rectangulaire, dont les axes coïncident avec l'axe de l'arbre. Leur ensemble *a'b'* occupe une demi-circonférence tant sur l'arbre que sur l'excentrique; ainsi quand l'arbre tourne dans le sens de la flèche *yx*, le *toc aa'* de l'excentrique est poussé en *a* par le *heurtoir bb'* de l'arbre; et si le sens de la rotation de l'arbre venait à changer, l'excentrique resterait immobile, ou du moins ne serait plus conduit par l'arbre, que lorsqu'après une demi-révolution de celui-ci, le heurtoir *bb'* viendrait s'appliquer, par son extrémité *b'*, contre l'extrémité *a'* du toc *aa'*. On remarquera qu'une masse V ayant la même forme que l'excentrique, mais disposée symétriquement, est attachée à cet excentrique, de manière à l'équili-

brer sur l'axe de l'arbre; c'est-à-dire que le centre de gravité du système entier de l'excentrique et de la masse V solidaire avec lui se trouve sur l'axe de l'arbre A. Cela posé, concevons que le toc et le heurtoir étant placés comme dans la *fig.* 5, l'encoche de la bielle repose sur le bouton *k* du levier *kh*, *fig.* 1, le piston P étant au milieu de sa course, marchant de E vers E', tandis que le tiroir *t* est à l'extrémité postérieure de la sienne. La rotation de l'arbre a lieu dans le sens de la flèche *xy*. Si l'on veut changer le sens de la rotation, le mécanicien soulèvera la bielle DD, de manière à ce que le bouton soit dégagé. Les *fig.* 5 et 6 représentent un mécanisme adapté à l'extrémité de la bielle, pour faciliter cette manœuvre, et qui est usité à bord des bateaux à vapeur. Un levier *c* est mobile autour d'un boulon *d*, fixé à l'extrémité de la tige de la bielle. Un crochet *f*, dont une partie est en acier fondu, fait système avec ce levier, et pénètre dans une entaille rectangulaire qui se trouve dans la bielle, au dessus de l'encoche. Quand le levier est dans la position représentée *fig.* 6, la partie du crochet *f*, recourbée vers le bas, remplit entièrement la section de l'encoche et le bas *r* de cette partie du crochet affleure la face inférieure de la tige de la bielle. Le levier *c* est d'ailleurs articulé à son extrémité *n*, avec un secteur circulaire *nlm*, qui passe dans l'entaille rectangulaire allongée, ménagée dans la bielle, et se termine en dessous par une poignée *m*. Un ressort maintient ouvert l'angle en *n*, et alors une saillie *y* ménagée sur le contour extérieur du secteur s'appuie sur le bord de l'entaille rectangulaire de la bielle, et maintient tout le système dans la position représentée *fig.* 6. La sous-garde fixée en dessous de la bielle retient celle-ci sur le bouton *k*, qui est terminé par un rebord en saillie. La bielle glisse alors sur le bouton, sans que celui-ci puisse entrer dans l'encoche. Le mécanicien veut-il engager le bouton, il suffit qu'il dégage la saillie *y*, en agissant sur la poignée *m*, de manière à diminuer l'angle *dnl*. Le levier tombe aussitôt par son poids, le crochet sort de l'entaille, et tout le système est dans la position représentée *fig.* 5. La *fig.* 7 représente le crochet et le levier vus sous deux faces. La *fig.* 8 représente deux projections du secteur circulaire avec la poignée *m* et la saillie *y*. Revenons à la manœuvre du renversement du mouvement. Le mécanicien ayant dégagé le bouton du balancier *kh* de l'encoche, en enfonçant le crochet *f* par l'intermédiaire du levier *dcn*, saisit en même temps la poignée *h*, *fig.* 1 et 4, du levier *kh*, et le pousse de manière à ramener le tiroir *t* vers l'extrémité opposée de sa course; le piston s'arrête sous la pression de la vapeur et l'action des résistances, recule ensuite, et l'arbre du volant prend un mouvement en sens in-

verse. Lorsque le piston est arrivé, dans son mouvement rétrograde, au fond E du cylindre, l'arbre du volant a fait un quart de tour en sens inverse, le mécanicien ramène alors à la main le tiroir dans sa position primitive, ce qui laisse arriver la vapeur dans le sens convenable, pour que la rotation *renversée* de l'arbre du volant se maintienne; aussitôt après il dégage le crochet *f*, et il en résulte que l'encoche de la bielle saisit d'elle-même le bouton *k*, aussitôt que l'arbre du volant a fait une demi-révolution; mais alors le heurtoir *bb'* vient pousser le toc par le côté *a'*. Les positions du piston, du tiroir, de l'excentrique sont exactement les mêmes qu'au moment où on a commencé la manœuvre nécessaire pour le renversement du mouvement. L'arbre seul du volant a fait une demi-révolution dans le sens du mouvement renversé, et l'axe de la manivelle M est à 180° de sa position initiale. Désormais l'excentrique étant conduit par l'arbre, il est évident que le sens du mouvement se continuera, jusqu'à ce qu'il soit renversé de nouveau. Il est rare que, dans les machines d'extraction où l'on renverse le mouvement par le moyen que nous venons de décrire en dernier lieu, la bielle d'excentrique soit munie de la sous-garde et du mécanisme qui sert à l'engager ou à la dégager. Le plus ordinairement, le mécanicien dégage le bouton, en soulevant la bielle, et pose celle-ci sur un support particulier, qui peut être le prolongement même de l'arbre *gg'*. Il conduit ensuite à la main, en agissant sur la poignée *h* du levier *kh*, pendant que l'on reçoit la tonne pleine arrivée à la surface, qu'on la remplace par une tonne vide, et jusqu'à ce qu'on lui donne le signal de faire monter une autre tonne pleine. Le mouvement étant alors renversé, il pose de nouveau la bielle sur le bouton *k*, jusqu'à ce qu'il faille renverser de nouveau le sens du mouvement.

Vices de la distribution opérée par un tiroir simple. — Telles sont les dispositions et la manœuvre des tiroirs et des excentriques, dans les plus anciennes machines, pourvues de tiroirs; dans ce système, le cylindre reste en communication avec la boîte à vapeur et la chaudière, jusqu'à la fin de la course du piston, et c'est au moment même où cette course se termine que les communications commencent à s'ouvrir d'un côté vers le condenseur, et de l'autre vers la chaudière. Voici les vices de cette distribution : 1° elle ne permet pas d'utiliser la *détente* de la vapeur qui agit à pleine pression sur le piston, pendant toute l'étendue de sa course; 2° la communication avec le condenseur ne commençant à s'ouvrir qu'au moment où le piston finit une excursion, pour en commencer une en sens inverse, la condensation de la vapeur n'est pas assez rapide, pour que le pis-

ton n'éprouve pas de la part de la vapeur une contre-pression qui, bien qu'elle aille en décroissant, se maintient cependant assez élevée pour développer un travail résistant très-appréciable, pendant la première partie de la course du piston; 3° quand le piston arrive aux limites de ses excursions, et que la manivelle de l'arbre passe par *les points morts*, le cylindre étant rempli de vapeur, le piston éprouve toute la pression que cette vapeur peut exercer sur lui, sans cependant pouvoir avancer. Il en résulte des efforts considérables exercés sur la bielle, la manivelle et les paliers de l'arbre du volant, efforts qui ne peuvent que contribuer à ébranler le système et à détraquer la machine, sans aucun travail utile. Les vices que nous venons de signaler peuvent être singulièrement aggravés par un léger défaut d'ajustage, ou un dérangement des parties de la machine. Ainsi il peut résulter d'un petit défaut de calage de l'excentrique, du jeu dans les articulations de tout le système qui conduit le tiroir, d'un allongement des tiges, etc., que les orifices d'admission et de sortie de la vapeur soient démasqués trop tôt ou trop tard, que le piston, par exemple, au commencement d'une excursion, ait à vaincre la pression de la vapeur derrière lui, sans être encore poussé par la vapeur. Tous ces inconvénients ont été remarqués par les mécaniciens; on savait d'ailleurs depuis longtemps, et Watt lui-même avait annoncé qu'il était très-avantageux, sous le rapport de l'économie du combustible, d'utiliser la force expansive de la vapeur, en la laissant augmenter de volume dans le cylindre, avant de la laisser s'écouler au condenseur ou dans l'atmosphère.

Tiroir à recouvrement. — On a tiré parti de la détente, dans une assez forte proportion, en même temps qu'on a remédié aux vices graves signalés ci-dessus, par une modification très-simple apportée à la forme du tiroir, et au calage de l'excentrique qui le conduit. On a donné aux rebords du tiroir une largeur plus grande que celle des orifices qu'ils doivent masquer et démasquer alternativement. On a laissé l'intervalle vide entre ces rebords, égal à l'intervalle qui sépare les bords internes des orifices *a* et *b*. L'amplitude des excursions du tiroir a été prise égale à la somme des largeurs des rebords, et enfin l'excentrique a été calé sur l'arbre, de telle sorte que l'orifice d'admission de la vapeur commence à être démasqué, au moment où le piston, arrivé à la limite de sa course, doit commencer à rétrograder. La *fig.* 9, *Pl. XL*, représente cette disposition. Toutes les dimensions du cylindre et des orifices *a*, *b*, *c* sont les mêmes que dans la *fig.* 1; mais les rebords du tiroir, au lieu d'avoir une largeur de 2 centimètres, égale à celle des orifices *a* et *b*, ont une largeur de

4centi.,42; le piston est à l'extrémité de sa course, près du fond antérieur du cylindre; l'ouverture *a* va être démasquée pour l'admission de la vapeur, tandis que l'ouverture *b* est déjà complétement démasquée, pour laisser s'écouler la vapeur qui a pressé le piston dans sa course de E' vers E.

Epure de M. Fauveau pour indiquer les circonstances de la distribution de la vapeur. — M. Fauveau, ingénieur de la marine royale, a donné un procédé très-simple, par lequel on se rend compte de toutes les circonstances de la distribution de la vapeur opérée par un tiroir. Ce procédé consiste à tracer une courbe ayant pour abscisses les distances du piston à l'une des extrémités de sa course, et pour ordonnées correspondantes, les distances du tiroir de distribution à l'extrémité de sa course située du même côté. Les longueurs des abscisses et des ordonnées correspondantes peuvent être relevées sur une machine déjà construite, et la courbe tracée par points. Ce sera nécessairement, dans tous les cas, une courbe fermée inscrite dans un rectangle, qui aura pour côtés les longueurs des excursions du piston et du tiroir. On marque sur les côtés du rectangle, égal à l'excursion du tiroir, le point correspondant à la position où le bord du tiroir commence à démasquer, pour l'admission de la vapeur, l'un des orifices. Il suffit ensuite d'avoir exactement mesuré les dimensions du tiroir (de chacun de ses rebords et de l'intervalle creux qui les sépare), et du fond de la boîte (des deux orifices d'admission et de sortie *a* et *b*, et de l'intervalle qui les sépare), pour que l'épure fasse connaître immédiatement les grandeurs des orifices ouverts à l'admission et à la sortie de la vapeur, en un point quelconque de la course du piston P.

Dans la disposition qui est représentée *fig.* 9, *Pl. XL*, si l'on fait abstraction de l'influence de l'obliquité des bielles du piston et de l'excentrique, ce qui revient à supposer les longueurs de ces bielles incomparablement plus grandes que les longueurs respectives de la manivelle de l'arbre du volant, et du levier qui transmet le mouvement au tiroir, la courbe dont il s'agit est une ellipse, dont le centre coïncide avec celui du rectangle circonscrit, et dont les axes sont plus ou moins inclinés sur les côtés de ce rectangle, suivant que l'excès de largeur des rebords du tiroir sur les orifices, ou, comme on le dit, le *recouvrement* est plus considérable. Soient en effet l la largeur de l'un des orifices a et b que nous supposons égaux : r le recouvrement, de sorte que la largeur totale de chaque bord du tiroir soit $l+r$. Soit l'intervalle des bords, ou le creux du tiroir égal à l'intervalle qui sépare les orifices a et b. Appelons L la longueur de la

course du piston. La longueur totale de l'excursion du tiroir, égale à la somme des largeurs des rebords, sera $2(l+r)$. Le tiroir étendra ses excursions à égale distance de part et d'autre de la ligne tracée au milieu de l'intervalle des orifices a et b, *fig*. 9 et *fig*. 11, parallèlement aux bords de ces orifices, et par conséquent les deux orifices seront masqués à la fois, quand le tiroir sera au milieu de son excursion. Supposons, ainsi que nous l'avons dit, que l'orifice a commence à être démasqué pour l'admission de la vapeur, quand le piston arrivé près du fond E du cylindre va commencer son excursion de E vers E'; traçons, *fig*. 9, le cercle dont le rayon Ao est égal à l'excentricité, c'est-à-dire à la demi-excursion $l+r$ du tiroir, puisque nous négligeons l'influence de l'obliquité des bielles. Lorsque le piston sera arrivé à l'extrémité E de sa course, l'axe de la manivelle sera situé sur le prolongement de l'axe du cylindre, suivant la ligne ponctuée AM. Le tiroir, d'après l'hypothèse, devra avoir dépassé le milieu de sa course d'une quantité égale à la largeur r du recouvrement, pour que l'arête externe de ce rebord coïncide avec l'arête externe de l'orifice a qui commence à être démasqué. Si donc la rotation a lieu dans le sens indiqué par la flèche xy, le rayon Ao allant du centre de l'arbre au centre de l'excentrique aura dépassé le rayon An perpendiculaire à la ligne AM d'un angle a, tel que le sinus $n'o$ de cet arc soit égal à r. En effet, le tiroir est au milieu de sa course, quand le rayon d'excentricité Ao est perpendiculaire à AM, et l'écartement du tiroir de part et d'autre de cette ligne est égal, en négligeant l'obliquité de la bielle, au sinus de l'angle compris entre le rayon fixe An, et la position actuelle du rayon d'excentricité. Si le tiroir n'avait pas de recouvrement, le rayon Ao devrait coïncider avec An, quand l'axe de la manivelle est dirigé suivant AM. Le rayon d'excentricité ferait alors un angle droit avec celui de la manivelle. L'existence du recouvrement, joint à la condition que la vapeur commence à être admise dès l'origine de la course du piston, exige que Ao soit en avant de An d'un angle a compté dans le sens du mouvement de rotation de l'arbre A, tel que son sinus mesuré dans le cercle qui a pour rayon l'excentricité $l+r$ soit égal à r. On a donc, dans le cercle qui aurait pour rayon l'unité :

$$\sin a = \frac{r}{l+r}.$$

Cette équation détermine l'angle a qu'on appelle *l'avance* angulaire de l'excentrique.

Quand l'arbre aura tourné d'un angle α et que l'axe de la manivelle sera venu en AM', le piston sera enfoncé dans le cylindre d'une quantité égale à IM, c'est-à-dire au sinus verse de l'angle α, mesuré dans le cercle qui a pour rayon la longueur AM de la manivelle, ou la demi-course du piston que nous avons appelée L : désignant donc par x l'avancement du piston correspondant à l'angle de rotation α, on a :

$$x = \frac{L}{2}(1 - \cos\alpha). \qquad (1)$$

Le rayon d'excentricité a aussi tourné du même angle α à partir de la position Ao. Le tiroir est donc alors arrivé à une distance du milieu de sa course, égale au sinus de l'angle $a + \alpha$ mesuré dans le cercle de rayon $l + r$, c'est-à-dire à $(l + r)\sin(a + \alpha)$. D'ailleurs, la distance du milieu de l'excursion du tiroir à l'origine de cette même excursion est égale à $l + r$. On a donc, en désignant par y la distance du tiroir à l'origine de son excursion, correspondante à l'angle de rotation α :

$$y = l + r + (l + r)\sin(a + \alpha),$$

remplaçant $\sin(a + \alpha)$ par la valeur

$$\sin a \cos\alpha + \cos a \sin\alpha,$$

et faisant attention que

$$\sin a = \frac{r}{l + r}, \quad \cos a = \frac{\sqrt{l^2 + 2lr}}{l + r},$$

il vient :

$$y = l + r + r\cos\alpha + \sin\alpha\sqrt{l^2 + 2lr}. \qquad (2)$$

Éliminant α entre les équations (1) et (2), on aura l'équation de la courbe.

On trouve sans difficulté que cette équation est :

$$\left.\begin{array}{l} L^2y^2 + 4(l+r)^2x^2 + 4Lrxy - 2L^2(l+2r)y - 4L(l+r)(l+2r)x + \\ \qquad + L^2(l+2r)^2 = 0. \end{array}\right\} \quad (a)$$

C'est celle d'une ellipse tangente aux deux axes des x et des y qui se coupent en A, *fig.* 10, *Pl. XL*, et qui est, en outre, inscrite dans le

rectangle ABCD, dont les côtés AB et AC sont respectivement égaux à L et à $2(l+r)$ (*).

En effet, pour $x=0$, les deux valeurs de y tirées de l'équation (a) sont égales à $l+2r$;

Pour $x=L$, les deux valeurs de y sont égales à l; pour $y=0$, les deux valeurs de x sont égales à :

$$\frac{L}{2}\times\frac{l+2r}{l+r};$$

et pour $y=2(l+r)$, les deux valeurs de x sont égales à :

$$\frac{L}{2}\times\frac{l}{l+r}.$$

Enfin les coordonnées du centre de la courbe sont :

$$x=\frac{L}{2},$$
$$y=l+r.$$

Pour tracer cette courbe, on formera d'abord le rectangle ABCD; on joindra les milieux des côtés parallèles, ce qui déterminera le centre. De part et d'autre du point E, milieu de AC, on portera des distances EF, EG, égales au recouvrement r; AE étant égal à $l+r$, AF sera égal à $l+2r$, et AG sera égal à l; la courbe touchera donc respectivement en F et G' les côtés AC et BD du rectangle. Joignant ensuite les milieux E et H des côtés AC, AB, par la droite EH, et menant la parallèle FK, le point K sera celui où l'ellipse vient toucher l'axe des x. On a en effet :

$$AK : AH :: AF : AE,$$

d'où

$$AK=\frac{AH\times AF}{AE}=\frac{L}{2}\times\frac{l+2r}{l+r},$$

ce qui est la valeur de x correspondante à $y=0$.

Joignant de même le point I au milieu du côté BD, et menant la parallèle G'K' à E'I, le point K' sera le point de tangence de l'ellipse et du côté supérieur du rectangle.

(*) La *fig.* 10 et les *fig.* 11, 12 et 13 sont tracées à une échelle moitié de la grandeur naturelle.

Car on a :

$$CK' = L - DK' = L - \frac{L}{2} \times \frac{l+2r}{l+r} = \frac{L}{2} \times \frac{l}{l+r},$$

ce qui est la valeur d'x correspondante à $y = 2(l+r)$.

Il est ainsi facile de tracer l'ellipse dont on connaît le centre et les directions des deux diamètres conjugués avec les diamètres horizontal et vertical, sans prendre la peine de calculer les valeurs de y correspondantes à diverses valeurs de x dans l'équation (a).

La courbe indiquant les positions correspondantes du tiroir et du piston, fait connaître les grandeurs des orifices démasqués, tant pour l'admission que pour l'écoulement de la vapeur, en un point quelconque de la course. Ainsi, à l'origine de la course du piston de E vers E', $x=0$, l'ordonnée correspondante à $x=0$ touche la courbe en F. L'ouverture pour l'admission de la vapeur sur la face antérieure du piston est encore fermée, mais elle est sur le point de s'ouvrir. Quand le piston se sera enfoncé dans le cylindre d'une longueur égale à une abscisse quelconque Aa, la longueur ab de l'ordonnée correspondante de la courbe exprimera la distance du tiroir à l'extrémité de sa course. L'orifice d'admission ayant commencé à être démasqué, quand le tiroir était à la distance AF de cette même extrémité de sa course, il en résulte que la hauteur bm de l'extrémité b, d'une ordonnée quelconque au dessus de l'horizontale FF', menée par le point F, mesure la largeur de l'orifice par lequel la vapeur pénètre dans le cylindre, quand le piston a parcouru l'intervalle mesuré par l'abscisse Aa correspondante à cette ordonnée. L'ouverture d'admission est donc entièrement démasquée sur toute sa largeur FC, lorsque le piston a parcouru l'abscisse Aa' correspondante à l'ordonnée du point K' où la courbe touche le côté supérieur CD du rectangle. Le tiroir est alors à l'extrémité de son excursion. Le piston continuant à avancer au delà du point a', le sens du mouvement du tiroir change. Son bord antérieur masque progressivement l'orifice d'admission; cet orifice est entièrement recouvert, et la vapeur cesse d'entrer dans le cylindre au point déterminé par l'intersection J de l'horizontale FF' et de la courbe. Le piston a alors parcouru l'espace Aa'', et il lui reste à parcourir, pour achever sa course, l'espace a''B. Pendant cette dernière partie de la course, le cylindre ne reçoit plus de vapeur; celle qui était entrée précédemment se détend, et continue à exercer sur le piston une pression qui décroît à peu près dans la même proportion que le volume augmente. Remarquons

que l'ordonnée $AF = a''J$ est égale à $l + 2r$. Faisant dans l'équation $(a)\, y = l + 2r$, celle-ci devient, en supprimant les termes qui se détruisent :

$$4(l+r)^2x^2 + 4Lr(l+2r)x - 4L(l+r)(l+2r)x = 0,$$

elle est satisfaite, comme nous le savions, pour $x = 0$.

En supprimant le facteur $4x$, on trouve pour la seconde racine de cette équation :

$$x = \frac{Ll(l+2r)}{(l+r)^2}, \quad \text{d'où} \quad \frac{x}{L} = l \times \frac{l+2r}{(l+r)^2}. \quad (b)$$

$\frac{x}{L}$ est la fraction de la course entière du piston, pendant laquelle la vapeur est admise par l'orifice a.

On peut se servir de l'équation (*b*) pour déterminer l'étendue que l'on doit donner au recouvrement r, pour que $\frac{x}{L}$ soit une fraction déterminée. Il suffira qu'on se soit donné d'avance la largeur l des orifices.

L'équation (*b*) donne :

$$r = l \left\{ \frac{L}{x} - 1 \pm \sqrt{\left(\frac{L}{x} - 1\right)\frac{L}{x}} \right\} \quad (c)$$

Le signe — devant le radical donnant une valeur négative, c'est la première valeur de r qui doit être adoptée.

Si, par exemple, on veut qu'une machine, disposée d'ailleurs comme celle de la *fig.* 9, reçoive la vapeur pendant les $\frac{7}{10}$ seulement de la course du piston, on fera $\frac{x}{L} = \frac{7}{10}$. On aura $\frac{L}{x} = \frac{10}{7}$, et l'équation (*c*) donnera :

$$r = \frac{8,48}{7}\, l = 1,21 \times l,$$

c'est-à-dire que le recouvrement sera égal à une fois et $\frac{21}{100}$ la largeur de chacun des orifices a et b. Si ceux-ci ont 2 centimètres, comme l'indiquent les *fig.* 9 et 11, le recouvrement sera égal à 2$^{centi.}$,42. La

largeur totale de chaque bord du tiroir sera de 4centi.,42, et l'excursion du tiroir de 8centi.,84.

Revenons à la discussion de la courbe. Tout étant symétrique dans les deux excursions du piston, il est évident que quand celui-ci partira du point B, *fig.* 10, pour revenir vers A, l'orifice d'admission commencera à s'ouvrir, pour laisser pénétrer la vapeur sur la face postérieure du piston. Cet orifice sera entièrement démasqué lorsque le piston aura parcouru l'intervalle BK. Pour une longueur quelconque Ba'_1 parcourue par le piston, la largeur de l'orifice démasquée sera égale à la portion d'ordonnée *de* correspondante à l'abscisse Ba'_1, comprise entre la courbe et l'horizontale GG'. Le point où l'orifice d'admission sera entièrement recouvert, sera déterminé par l'intersection J' de la courbe et de l'horizontale G'G, et la partie de la course qui aura précédé la suppression de la vapeur, sera égale à l'abscisse Ba''_1 du point J'.

La *fig.* 10 montre également les circonstances de l'ouverture et de la fermeture de l'orifice par lequel la vapeur s'écoule hors du cylindre. Il suffit de se rappeler que lorsque le tiroir est au milieu de sa course, ce qui correspond à l'ordonnée verticale AE égale au milieu du côté AC du rectangle, les deux orifices sont entièrement couverts, et que les arêtes internes des bords du tiroir coïncident alors avec les arêtes internes des orifices. Menant donc l'horizontale EE', elle coupera la courbe en deux points M, M'. Cela nous montre que, dans la course du piston de A vers B, le point M' détermine le point de cette course où l'espace qui est derrière le piston cesse de communiquer avec le creux du tiroir, et par conséquent avec le condenseur. En même temps que l'orifice postérieur *b* se ferme à l'échappement de la vapeur, l'orifice antérieur *a* s'ouvre pour laisser s'écouler la vapeur qui a pressé la face antérieure du piston. Ainsi, dans la dernière partie de la course du piston, dont la longueur est M'E'=ME, la vapeur qui est derrière le piston cesse de s'écouler au dehors : cette vapeur, qui d'ailleurs est très-raréfiée, est au contraire comprimée par le piston qui achève sa course, tandis que la vapeur contenue dans l'espace qui est en avant du piston, commence à s'écouler au dehors. La vapeur qui commence à se détendre dans le cylindre lorsque le piston est parvenu en a'', dans sa marche de A vers B, commence à s'échapper quand le piston est arrivé en a''', extrémité de l'abscisse correspondante au point M'. Si l'on fait dans l'équation (*a*) $y=l+r$, cette équation devient :

$$4(l+r)^2x^2-4L(l+r)^2x+L^2r^2=0,$$

d'où

$$x = \frac{1}{2} L \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{r^2}{(l+r)^2}}\right).$$

Si nous supposons, par exemple, $r = 1,2 l$, ce qui est la condition pour que la vapeur soit supprimée au 7/10e de la course du piston, les valeurs précédentes de x se réduisent à $\frac{1}{2}$ L (1 ± 0,837) ; la seconde est celle de la portion de la course qui a lieu après la fermeture de l'*échappement derrière*, et l'ouverture de l'*échappement devant* le piston. Elle est égale à 0,081 L, c'est-à-dire un peu plus des $\frac{8}{100}$ de la course totale.

Quant à la largeur de la partie de l'orifice d'échappement qui est démasquée derrière le piston, en un point quelconque de sa course, elle est mesurée, pour la course du piston de A vers B, par les longueurs des ordonnées comprises entre l'horizontale EE′ et la partie supérieure de la courbe, et pour la course du piston de B vers A, par les longueurs d'ordonnées comprises entre cette même ligne horizontale et la partie inférieure de la courbe. Il est essentiel toutefois de remarquer que la largeur totale des orifices étant égale à CF ou AG, l'orifice d'échappement est démasqué en plein, dès que la portion d'ordonnée comprise entre la courbe et l'horizontale EE′ est égale à CF. Si, donc, on porte à partir de E une longueur Ed = FC, et si l'on mène l'horizontale dd', la partie de la course du piston correspondante à la partie de courbe supérieure à dd', égale par conséquent en longueur à de', sera celle où l'orifice d'échappement est ouvert en plein. Cet orifice se ferme graduellement de e' en M′, et demeure ensuite fermé jusqu'à la fin de la course.

Effet du recouvrement à l'intérieur.— On a donné quelquefois aux bords du tiroir un *recouvrement intérieur*, c'est-à-dire que, lorsque le tiroir est au milieu de son excursion, ses bords dépassent, intérieurement, d'une petite quantité les arêtes internes des orifices a et b, *fig.* 12. Désignons par r' la largeur du recouvrement intérieur, et supposons que l'excursion totale du tiroir demeure égale à 2 $(l+r)$. La courbe étant tracée comme précédemment, on portera de part et d'autre du milieu E de la ligne AC, les longueurs EL, EN, égales aux recouvrements intérieurs. On tracera les horizontales LL′, NN′, qui sont en lignes ponctuées en longs traits dans la *fig.* 10. Rien n'étant d'ailleurs changé à la position relative du tiroir et du piston, il est évident que, dans la course du piston de A vers B, la fermeture

de l'orifice d'échappement de la vapeur derrière le piston aura lieu au point déterminé par l'intersection q' de la ligne ponctuée supérieure LL' et de la courbe, de sorte que la vapeur sera comprimée derrière le piston pendant la dernière partie $q'L'$ de la course. D'un autre côté, la vapeur qui pousse le piston de A vers B, et qui se sera détendue dans la partie de la course égale à la projection de Jq_1, ne s'échappera au condenseur qu'au point déterminé par l'intersection q de la même ligne ponctuée et de la courbe. L'effet du recouvrement intérieur est donc de retarder l'échappement de la vapeur motrice, et en même temps d'augmenter l'étendue de cette partie de la course, pendant laquelle la vapeur est comprimée entre la face postérieure du piston et le fond du cylindre.

Effet du découvert à l'intérieur.— Si au lieu de donner du recouvrement intérieur, on donnait au contraire du *découvert*, c'est-à-dire si on faisait le creux du tiroir plus large que l'intervalle qui sépare les bords internes des orifices, *fig.* 13, on obtiendrait un effet opposé à celui qui résulte du recouvrement. Si, par exemple, EN=EL représentait la largeur de la partie de chaque orifice qui est découverte intérieurement quand le tiroir est au milieu de sa course, il est évident que l'orifice d'échappement de la vapeur derrière le piston, marchant de A vers B, ne serait fermée que dans la position déterminée par le point d'intersection q_1 de l'horizontale NN' et de la courbe, et la longueur de la course pendant laquelle la vapeur serait comprimée se réduirait à q_1N'. D'un autre côté, la vapeur commencerait à s'échapper de la partie antérieure du cylindre en un point déterminé par l'intersection q'_1 de la courbe et de la même ligne NN', de sorte que la partie de la course pendant laquelle le piston cesserait d'être pressé par la vapeur motrice serait égale à Nq'_1.

Effet du calage de l'excentrique. — Tout demeurant égal d'ailleurs, si l'excentrique était calé sur l'arbre de telle sorte que le bord du tiroir ne coïncidât pas avec le bord extérieur de l'orifice correspondant, quand le piston atteint les limites de sa course, l'admission de la vapeur dans le cylindre ne coïnciderait plus avec l'origine de la course du piston : elle pourrait avoir lieu un peu avant, ou un peu après le commencement de cette course. On exprime l'une ou l'autre de ces circonstances respectives, en disant qu'il y a *avance* ou *retard* à l'admission de la vapeur. Il est évident que cette avance ou ce retard doivent être, dans tous les cas, très-peu étendus; car, dans le cas de l'avance, le piston doit surmonter, à la fin de chaque course, toute la résistance due à la pression de la vapeur, qui vient le presser en sens contraire de sa marche. Dans le cas du retard, le piston, au

commencement de sa course, est entraîné par l'inertie du volant et des autres pièces du système animées d'un mouvement de rotation continu; il laisse derrière lui un espace vide, qui se remplit de vapeur, au moment où celle-ci est admise. Or ce volume de vapeur ne produit aucun travail moteur; il est dépensé en pure perte. On donne généralement une petite avance à l'admission, lorsque le piston doit prendre un mouvement très-rapide, comme dans les machines locomotives. Le piston éprouvant ainsi, à la fin de sa course, une résistance considérable de la part de la vapeur, la vitesse s'éteint sans qu'il s'exerce une forte pression sur la manivelle et sur les paliers de l'arbre de la manivelle, qui, dans les locomotives, est l'essieu des roues menantes. La vapeur se comprime d'ailleurs derrière le piston, au point d'avoir acquis une tension presque égale à celle de la chaudière, au moment où la vapeur motrice est admise, de sorte que la pression sur le piston varie d'une manière continue. Sous ce rapport, l'avance à l'admission peut être favorable à la conservation de l'appareil. Dans l'établissement des autres machines, on ne donne ni avance, ni retard; et si on donne une faible avance, c'est uniquement pour éviter un retard accidentel à l'admission, qui pourrait être causé par un léger défaut d'ajustage, ou par un petit dérangement des pièces du système.

Quoi qu'il en soit, l'épure *fig.* 10 étant tracée, si l'admission de la vapeur ne coïncide pas avec l'origine de la course du piston, on marquera sur le côté AC du rectangle ABCD les extrémités des ordonnées qui correspondent aux positions du tiroir où la vapeur commence à être admise par les orifices antérieur et postérieur. Ces ordonnées ne seront plus celles qui correspondent aux points de tangence de la courbe et des côtés verticaux AC et BD du rectangle. On tracera par leurs extrémités deux lignes horizontales, qui couperont chacune la courbe en deux points. Les points d'intersection de la ligne supérieure détermineront, l'un le point de la course du piston de A vers B, où la vapeur est admise dans le cylindre; l'autre le point où, cette vapeur étant supprimée, la détente commence. Les points d'intersection de la ligne inférieure feront connaître les points analogues, pour la course du piston de B vers A.

Influence de l'obliquité des bielles. — Dans tout ce qui précède, nous avons fait abstraction de l'obliquité des bielles, et c'est ainsi que nous avons pu déterminer d'une manière simple l'équation de la courbe *fig.* 10, calculer les largeurs à donner aux rebords pour utiliser la détente de la vapeur pendant une fraction donnée de la course du piston, etc. Dans la pratique, l'obliquité des bielles produit un

effet très-appréciable. Ainsi pour un angle α dont l'arbre de la manivelle aura tourné, à partir de la position où le piston était à l'origine de sa course, *fig.* 9, *Pl. XL*, il est facile de voir que l'avancement du piston n'est pas égal à $\frac{L}{2}(1-\cos\alpha)$, mais qu'il est exactement exprimé par

$$\frac{L}{2}(1-\cos\alpha)-B(1-\cos\alpha'),$$

B désignant la longueur de la bielle qui lie le piston à la manivelle, et α' l'angle compris entre l'axe de la bielle et le prolongement de l'axe de la tige du piston. Or, on a dans le triangle AM'K,

$$\sin\alpha' : \sin M'AK \text{ ou } \sin\alpha :: \frac{L}{2} : B,$$

d'où

$$\sin\alpha' = \frac{L}{2B}\sin\alpha, \quad \text{et} \quad \cos\alpha' = \sqrt{1-\frac{L^2}{4B^2}\sin^2\alpha},$$

ce qui permet d'exprimer exactement, en fonction du seul angle α, le chemin parcouru par le piston.

L'expression de l'espace parcouru par le tiroir en fonction de l'angle α dépendra de même de la longueur de la bielle de l'excentrique, et du levier qui transmet le mouvement de cette bielle au tiroir; cette expression serait encore plus compliquée que celle de la course du piston. La courbe réelle qui aurait pour ordonnées les espaces parcourus par le tiroir correspondants aux excursions du piston, différera donc de l'ellipse *fig.* 10; mais elle s'en écartera peu, si les bielles ont une grande longueur. Dans un premier projet de machine, on pourra se servir de l'ellipse et des méthodes indiquées, afin de déterminer les largeurs à donner aux bords du tiroir pour obtenir une détente donnée; ensuite on rectifiera ces déterminations dans les épures en grand qui serviront à la construction de la machine. Enfin, après que celle-ci sera montée, on relèvera sur la machine même, en faisant tourner le volant à bras, la marche comparée du tiroir et du piston. On tracera par points la courbe résultant de ce relèvement, l'on verra d'après cette épure, si la combinaison adoptée atteint le but qu'on s'est proposé. Si elle s'en écarte, on y remédiera en rectifiant le calage de l'excentrique, en retouchant le tiroir, modifiant les longueurs des leviers, etc.

Celui qui possède une machine à vapeur, s'il veut se rendre compte des circonstances de la distribution, fera découvrir la boîte à vapeur, relèvera la marche comparée du piston et du tiroir, en faisant tourner à bras l'arbre du volant, et tracera la courbe résultant de ce relèvement. Il aura d'ailleurs mesuré les dimensions exactes du creux et des bords du tiroir, ainsi que la grandeur et la position des orifices ouverts dans la plaque sur laquelle il glisse. Enfin il faudra qu'il ait relevé très-exactement l'ordonnée correspondante au point où l'un des bords du tiroir commence à démasquer l'orifice pour l'admission de la vapeur, pour qu'il puisse tracer sur l'épure les lignes horizontales qui déterminent les points où les orifices sont ouverts et fermés à l'admission et à l'échappement de la vapeur, de chaque côté du piston.

Economie de combustible qui résulte de l'usage du tiroir à recouvrement. — Il y a longtemps que l'on a introduit les tiroirs à recouvrement, dans la construction des machines de bateaux et des machines locomotives; l'expérience a montré que cette disposition avait pour effet une économie considérable dans la dépense de combustible. Cette économie résulte non-seulement de ce que l'on utilise la force expansive de la vapeur, mais encore de ce que, l'échappement de la vapeur ayant précédé l'arrivée du piston à la limite de la course, un vide beaucoup plus complet existe, dès le commencement de l'excursion suivante, derrière le piston qui éprouve ainsi une pression résistante beaucoup moins forte. Dans les machines les plus récentes, les bords du tiroir sont réglés de façon à ce que la vapeur soit supprimée aux $\frac{7}{10}$ de la course du piston. Dans les machines de bateaux, l'excentrique est calé de manière à ce que l'admission de la vapeur coïncide avec l'origine de la course; dans les machines locomotives, on cale l'excentrique de manière à ce que la vapeur soit admise, un peu avant que le piston ait terminé son excursion. Nous avons indiqué les motifs qui paraissent justifier cette manière de procéder. Partout où l'économie de combustible aura quelque importance, il sera convenable d'employer à l'extraction des minerais, des machines pourvues de tiroirs à large recouvrement; nous conseillerons de supprimer l'admission de la vapeur aux $\frac{7}{10}$ de la course, d'admettre la vapeur à l'origine de la course du piston, et de ne laisser ni recouvrement, ni découvert à l'intérieur. Les dimensions du tiroir et des orifices représentés dans les *fig.* 9 et 11, *Pl. XL*, correspondent à ces données. La *fig.* 10 est

l'ellipse représentant les mouvements simultanés du tiroir et du piston de la machine, *fig.* 9, abstraction faite de l'influence de l'obliquité des bielles. Nous avons donné aux orifices, pour l'admission et l'écoulement de la vapeur, une section égale à 1/20 de la section droite du cylindre, ce qui est suffisant. La section droite des tuyaux amenant la vapeur doit être au moins égale à celle des orifices *a* et *b*. Enfin l'orifice *c* conduisant au condenseur doit être au moins 1/15 de la section droite du cylindre, et les conduits allant au condenseur doivent avoir une section égale ou plus grande.

Disposition du toc et du heurtoir dans les machines d'extraction pourvues d'un tiroir à recouvrement. — Lorsque le tiroir est à recouvrement, nous avons vu que l'excentrique devait être placé sur l'arbre, de manière à ce que le rayon d'excentricité formât avec la ligne perpendiculaire à l'axe de la manivelle, un angle a dont le sinus, mesuré dans le cercle dont le rayon est l'excentricité, fût égal à la largeur r du recouvrement. En admettant que l'on veuille supprimer la vapeur aux $\frac{7}{10}$ de la course du piston, on aura :

$$\sin a = \frac{1.21\, l}{2,21\, l} = 0,547.$$

Ce sinus correspond à 33° 10′, qui sera l'avance angulaire de l'excentrique. Ainsi, lorsque la bielle de l'excentrique transmet le mouvement à la tige du tiroir, par l'intermédiaire d'un balancier kg, comme cela est représenté dans la *fig.* 9, la ligne A*o* d'excentricité doit faire avec l'axe de la manivelle un angle de 90°—33° 10′=56°50, cet angle étant compté en sens inverse du mouvement de rotation indiqué par la flèche xy. Si la bielle d'excentrique transmettait directement le mouvement à la tige du tiroir, il faudrait évidemment que la ligne d'excentricité formât avec l'axe de la manivelle un angle de 90° + 33° 10′ = 123°10′ compté dans le sens du mouvement de rotation. Il résulte de là, que pour une machine pourvue d'un tiroir à recouvrement, on ne peut pas changer le sens du mouvement de rotation, en transportant la bielle d'excentrique d'un bouton k, sur un bouton k' placé à égale distance de l'autre côté de l'axe d'un balancier kg, ainsi que cela se fait pour les machines à tiroir simple sans recouvrement, semblables à celle qui est représentée *fig.* 1, *Pl. XXXIX*. En agissant ainsi avec les machines pourvues d'un tiroir à recouvrement, on aurait une distribution de la vapeur extrêmement vicieuse. En effet, si l'arbre de la manivelle tournait dans le sens opposé à la flèche xy, *fig.* 9, *Pl. XL*,

et si la bielle transmettait directement le mouvement au tiroir, celui-ci, au moment où le piston P arriverait à l'extrémité E de sa course, serait en avant de la position qu'il occupe dans la figure, de deux fois le recouvrement $r = n'o$. Il occuperait donc la position marquée en lignes ponctuées dans la *fig.* 9. D'où l'on voit que l'orifice *a* serait en communication avec le creux du tiroir, tandis que l'orifice *b* serait encore entièrement masqué par le bord postérieur du tiroir. Si on se reporte à la courbe, *fig.* 10, on voit que l'on aurait pour $x = 0$, $y = l$, c'est-à-dire que la courbe viendrait toucher le côté AC du rectangle en G, au lieu de le toucher en F. En un mot, la courbe serait celle de la *fig.* 10, que l'on aurait fait tourner de 180 degrés autour de son diamètre HI, de façon à ce que son diamètre FG' prît la position GF'. Il résulte de là que la distribution serait complétement renversée. La vapeur ne serait admise sur le piston qu'au moment où elle est supprimée dans la marche régulière, c'est-à-dire aux 7/10ᵉˢ de la course. Elle serait supprimée précisément à la fin de la course. L'échappement de la vapeur derrière le piston ne commencerait qu'après que celui-ci aurait parcouru les 0,081 de sa course, et cesserait quand il lui resterait encore autant de chemin à faire pour arriver à la limite de son excursion.

En conséquence, pour une machine d'extraction qui doit tourner indifféremment dans les deux sens, il faut avoir deux excentriques calés sur l'arbre symétriquement par rapport à l'axe de la manivelle, qui conduiront le tiroir alternativement, suivant le sens de la rotation de l'arbre du volant; ou bien, on peut n'avoir qu'un seul excentrique *fou* sur l'axe, comme dans la disposition déjà décrite et à laquelle se rapporte la *fig.* 5, *Pl. XXXIX.* Mais il est nécessaire, dans ce dernier cas, que le toc fixé à l'excentrique et le heurtoir fixé à l'arbre sous-tendent ensemble un angle égal à l'excès de quatre angles droits sur la somme des deux angles égaux que doivent faire avec l'axe de la manivelle de part et d'autre de cet axe, les diamètres des excentriques de la rotation dans un sens et de la rotation en sens inverse. C'est ainsi que dans la *fig.* 9 *Pl. XL*, le toc et le heurtoir sous-tendent ensemble un angle de $360° - 2 \times 56°50'$. Cela étant ainsi, après avoir dégagé le bouton *k* de la bielle de l'excentrique, on change, en agissant avec la main sur le levier *kh*, le sens de la rotation de l'arbre; celui-ci tourne dans l'œil de l'excentrique de $2 \times 56°50'$, avant que le heurtoir vienne de nouveau s'appliquer sur le toc, et l'axe de la manivelle AM forme alors avec le rayon Ao qui aboutit au centre de l'excentrique, un angle égal à MAo, de l'autre côté de Ao, ce qui est la condition nécessaire pour la distribution de la vapeur, lorsque la rotation a lieu

dans le sens contraire à celui qui est indiqué par la flèche xy. Par la même raison, si la transmission de l'excentrique à la tige du tiroir était directe, l'angle sous-tendu par le toc et le heurtoir pris ensemble devrait être de $360° - 2 \times 123° 10' = 113°40'$.

Indication des dispositions récemment imaginées pour obtenir une détente variable dans les machines locomotives.—Un seul excentrique *fou* sur l'arbre et équilibré est usité dans les machines de bateaux. Dans les machines locomotives, on emploie toujours au contraire deux excentriques dont l'un sert pour la marche en avant, et l'autre pour la marche rétrograde de la machine. Dans ces dernières années, M. Stephenson a imaginé de lier les extrémités des bielles de ces deux excentriques par un coulisseau dans lequel est engagé le bouton du balancier du levier coudé, qui mène la tige du tiroir. Ce coulisseau est en outre suspendu par un de ses points à l'extrémité d'un levier coudé tournant autour d'un axe horizontal, ce qui oblige ce point à se mouvoir dans un arc de cercle contenu dans un plan vertical. L'autre extrémité du levier coudé est chargée d'un contre-poids qui équilibre le système des deux bielles. Suivant que l'on relève plus ou moins le coulisseau, ce qui se fait en faisant tourner l'arbre du levier coudé, le bouton se trouve engagé dans ce coulisseau en un point plus ou moins rapproché ou éloigné de ses extrémités respectives. Lorsque le bouton est engagé près de l'extrémité de l'une des bielles, le mouvement du tiroir est à peu près le même que si cette bielle était tout-à-fait indépendante de l'autre ; de sorte qu'en portant le système des deux bielles à l'une des positions extrêmes qu'il peut occuper, la machine est *enclanchée* pour la marche en avant ou la marche en arrière, et la distribution de la vapeur se fait comme dans les anciennes machines à deux excentriques indépendants. Quand le bouton est dans une position intermédiaire, le mouvement du tiroir participe à la fois de celui qu'il recevrait des deux excentriques opposés : la longueur de son excursion est diminuée, d'autant plus qu'il est plus éloigné des extrémités des bielles, et plus rapproché du milieu de l'intervalle qui les sépare. Quand il est exactement au milieu, la course du tiroir est assez courte pour que les deux orifices a et b soient toujours recouverts par le tiroir ; de sorte que la vapeur n'est pas admise dans le cylindre. La machine marche alors sans dépense de vapeur, soit qu'elle continue à se mouvoir en vertu de la vitesse acquise, soit qu'elle descende une pente assez forte pour que l'action de la gravité suffise à entretenir la marche du train. Quand le bouton occupe une position intermédiaire entre le milieu et l'une des extrémités du coulisseau, la fermeture de l'orifice d'admission de la va-

peur a lieu d'autant plus tôt que l'excursion du tiroir est moindre : on utilise ainsi la détente de la vapeur, pendant une plus grande fraction de la course totale. Il est possible d'ailleurs d'adopter pour l'ensemble du système, et, pour la forme du coulisseau des dispositions telles que la vapeur soit toujours admise dès le commencement de la course du piston. Mais l'exposé complet du système appliqué par Stepheson aux locomotives, et des dispositifs très-ingénieux par lesquels MM. Gallafant, Farcot, Meyer sont parvenus à obtenir dans les machines fixes ou locomotives, une détente de la vapeur variable à la volonté du mécanicien, ou avec la vitesse de la machine, nous écarteraient trop du but de cet ouvrage. Nous pensons en effet qu'aucune de ces dispositions n'est applicable avec avantage aux machines d'extraction, parce que le mouvement de ces machines ne dure jamais que très-peu de temps ; il doit être très-fréquemment ralenti, suspendu, renversé. Il faut que le mécanicien conduise souvent à la main. Il est donc surtout important que les mécanismes soient simples et facilement maniables. C'est parce que le tiroir à recouvrement, conduit par un seul excentrique équilibré sur l'arbre du volant, avec toc et heurtoir, n'ajoute aucune complication au système, et réalise un perfectionnement très-important, que nous le recommandons aux exploitants de mines, et que nous sommes entrés dans tous les détails nécessaires, pour en faire apprécier l'utilité.

Machines à détente proprement dites.— Ajoutons cependant que l'on ne peut guère, avec le tiroir à recouvrement, supprimer la vapeur avant que le piston ait parcouru les 7/10es de sa course. On n'utilise donc encore la détente de la vapeur que dans une assez faible proportion : lorsqu'on se servira de machines à haute pression, il sera plus économique de n'admettre la vapeur que pendant 1/4 ou une fraction encore moindre de la course totale du piston. On atteint ce but par plusieurs dispositions dont une des plus simples consiste à faire arriver la vapeur dans la boîte de distribution C, *fig.* 1, *Pl. XXXIX*, par un orifice qui s'ouvre au moment où le piston commence son excursion, et qui se ferme dès que celui-ci a parcouru la fraction de sa course, au delà de laquelle on veut utiliser la détente. Cet orifice peut être d'ailleurs un orifice rectangulaire percé dans une paroi plane, qui sera masqué et démasqué, aux moments convenables, par une plaque pleine glissant sur la paroi, et qui recevra un mouvement alternatif d'un excentrique ou d'une came placée sur l'arbre du volant ; ou bien, ce sera un orifice circulaire évasé auquel s'adaptera une soupape conique pleine, qui sera alternativement tirée par l'action d'une came, et repoussée dans l'ori-

fice par l'action d'un ressort, quand la came cessera d'être en prise.

Manœuvre et conduite des machines d'extraction. — Le mécanicien doit surveiller constamment la marche d'une machine d'extractiou ; il en modère la vitesse, en conduisant à la main, soit en fermant plus ou moins la valve dite *soupape à gorge*, placée sur le tuyau de vapeur, soit en étranglant par un robinet le conduit d'échappement de la vapeur, soit en étranglant, dans les machines qui ont un condenseur, l'orifice par lequel l'eau froide arrive dans cet appareil. Ces derniers moyens sont moins économiques que le premier, quant à la consommation de combustible, puisqu'ils ont pour effet d'augmenter la pression dans le condenseur, qui résiste au mouvement du piston, au lieu de diminuer le volume de vapeur dépensée. Le machiniste doit ralentir la vitesse au moment où les tonnes arrivent à l'extrémité de leur course, afin de pouvoir plus sûrement arrêter la machine au moment convenable. Lorsque les deux tonnes montante et descendante circulent dans un même puits, non divisé en compartiments, il doit encore modérer cette vitesse dans les instants voisins de celui où les deux tonnes passent, dans le puits, l'une à côté de l'autre, afin d'éviter des chocs violents qui occasionneraient des ruptures de câbles ou autres accidents graves.

Câbles d'extraction. — Comme il n'entre pas dans notre sujet de donner ici la description complète de la machine à vapeur, il nous suffit d'avoir fait connaître les mécanismes qui permettent de changer le sens du mouvement de rotation, et ce qu'offre de particulier la conduite des machines d'extraction. Nous passons maintenant à l'installation de ces machines et à la description des tambours et câbles dont on fait usage.

Les câbles en chanvre employés à l'extraction sont des câbles ronds ordinaires, ou des câbles plats semblables à des sangles. Les câbles ronds sont composés de plusieurs cordes plus petites nommées *torons*, que l'on commet ensemble. Les câbles plats sont formés de 4 à 6 torons juxtaposés et cousus ensemble, au lieu d'être commis. Lorsque les torons ont été cousus, pour former le câble, on passe celui-ci entre deux cylindres, qui exercent sur lui une forte pression, et lui donnent l'apparence d'une sangle épaisse, dont l'épaisseur est un peu moindre que le diamètre d'un des torons, et la largeur un peu plus grande que la somme des diamètres des torons juxtaposés. Les câbles ronds s'enveloppent sur des tambours cylindriques ou coniques. Les câbles plats s'enveloppent en spires successives sur un noyau cylindrique, entre des rebords dont le plan est perpendi-

culaire à l'axe du noyau et dont la distance est un peu plus grande que la largeur du câble.

Enfin on a remplacé depuis quelques années, avec succès, les câbles en chanvre par des câbles ronds en fil de fer tressé. Ceux-ci ayant un diamètre et un poids beaucoup moindres, à longueur et à force égales que les câbles ronds en chanvre, s'enroulent ordinairement sur des tambours cylindriques.

Câbles ronds en chanvre s'enveloppant sur des tambours coniques. — Les *fig.* 9, 10 et 11, *Pl. XXXVII*, représentent la disposition d'une machine à vapeur, servant à l'extraction au moyen de câbles ronds en chanvre, et conduisant un tambour conique. On distingue dans le plan, *fig.* 9, A le local de la chaudière, B la machine, V le volant de la machine, dont l'arbre porte un pignon P qui engrène avec une roue R montée sur l'axe du tambour conique T. La *fig.* 10 représente l'élévation antérieure, du côté du puits d'extraction, du bâtiment dont la *fig.* 9 est le plan. *r* et *r'* sont deux rouleaux établis sur le devant du bâtiment, afin de soutenir les câbles qui partent des deux tambours. Ils sont établis à des niveaux différents, pour les deux câbles qui s'enveloppent et se développent l'un en dessus l'autre en dessous du tambour.

Câbles plats en chanvre s'enveloppant dans des bobines. — Quand on fait usage de câbles plats, les tambours cylindriques ou coniques sont remplacés par deux bobines. Une d'elles est représentée par les *fig.* 12, 13 et 14. La *fig.* 12 est une section par un plan conduit suivant l'axe de l'arbre; la *fig.* 13 est une section par un plan perpendiculaire au premier; la *fig.* 14 montre les bras ou rayons formant les joues de la bobine, et fait voir comment ces rayons en bois sont ajustés autour du noyau plein. La bobine représentée dans ces figures est composée de deux pièces symétriques, réunies par des boulons à vis. Chacune d'elles est une enveloppe cylindrique creuse en fonte, limitée par un disque plat dont le bord est saillant, et qui porte une douille capable de contenir l'arbre. Les deux pièces symétriques étant rapprochées, et serrées par des boulons qui traversent les deux cylindres creux, ceux-ci viennent s'appuyer l'un contre l'autre, et forment un cylindre unique sur lequel s'enveloppe le câble. Une fente *f*, *fig.* 13, ménagée dans l'épaisseur de l'enveloppe cylindrique, sert à introduire dans la cavité l'extrémité du câble, que l'on peut fixer en la faisant traverser par un des boulons *bb*. Ce noyau est fixé sur l'arbre par un goujon cylindrique entrant moitié dans l'arbre, moitié dans la fonte. Les bras en bois de chêne ou de hêtre sont fixés par un bout contre les faces exté-

rieures des disques, comme on le voit *fig.* 14. Chacun d'eux est assujetti par deux boulons, dont l'un traverse le noyau et l'autre les rebords saillants. A leur autre extrémité ils sont réunis par un anneau de fer qui en maintient l'écartement. Cet anneau est arrondi intérieurement, comme on le voit *fig.* 12, afin que l'entrée de la bobine soit évasée, et que le câble ne puisse pas s'y accrocher.

Les deux bobines placées sur le même arbre sont nécessairement dans des plans parallèles. Les molettes établies au dessus du puits doivent être établies avec précision dans les plans des bobines. Elles sont d'ailleurs à gorge plate, large et rectangulaire, pour recevoir les câbles dont on fait usage.

La *fig.* 15 représente l'extrémité de l'un des câbles, et le bout de chaîne en fer qui porte la tonne. Le câble est passé dans une boucle plate et rectangulaire qui termine la chaîne, se plie autour de l'un des côtés de cette boucle, et les deux parties du câble juxtaposées sont maintenues appliquées l'une contre l'autre, par deux plaques de tôle forte rabattues par leurs bords latéraux sur les côtés du câble, et réunies l'une à l'autre par des clous ou des goupilles à tête rivée des deux côtés, qui traversent à la fois la double épaisseur du câble et les plaques.

La *fig.* 16 représente l'appareil dont on se sert pour serrer fortement les parties juxtaposées du câble entre les deux plaques de tôle forte. Il consiste en un carré de bois de chêne, dans lequel est enchâssée, à moitié de son épaisseur, une platine en fer où sont ménagées des cavités qui correspondent exactement aux trous des feuilles de tôle qu'on veut fixer au câble. On applique le câble sur ce carré, après avoir ajusté les feuilles de tôle; on le comprime fortement, au moyen des boulons et des traverses en fer que l'on voit dans la figure. On enfonce les clous à deux têtes pointues, dont une extrémité vient s'appuyer sur la platine en fer, au fond des cavités qui y sont ménagées. On desserre alors les écrous, et on achève de river les têtes de clous que l'on coupe ou que l'on lime, pour qu'elles ne fassent pas saillie.

On joint de la même manière deux longueurs de câbles plats l'une à l'autre, au moyen d'une boucle rectangulaire dans laquelle passent et se replient les deux extrémités des parties de câbles que l'on veut réunir.

Goudronnage des câbles en chanvre. — Les câbles en chanvre ronds ou plats, dont on fait usage dans les mines, sont toujours goudronnés, pour les préserver de l'influence destructive de l'air humide qui circule dans la plupart des puits, et de l'eau dans laquelle

ils sont quelquefois plongés, ou qui découle des parois des puits. On leur donne généralement un grand excès de force, pour qu'ils puissent servir pendant un temps assez long, malgré leur détérioration rapide. Voici quelques exemples :

Epaisseur, poids, force portante, durée des câbles en chanvre. — A Rive-de-Gier, on emploie dans les puits profonds de 300 à 400 mètres des câbles ronds goudronnés, qui ont de 54 à 80 millimètres de diamètre, et pèsent de $2^k,5$ à $3^k,10$ par mètre courant. Les tonnes d'extraction contiennent 10 hectolitres ou 800 kilogrammes de houille, et pèsent vides 230 kilogrammes.

Ainsi lorsque la tonne pleine part du fonds du puits, la partie supérieure du câble est chargée du poids total du câble qui, pour un puits de 400 mètres, est d'environ $400 \times 3 = 1200$ kilogrammes, et du poids de la tonne pleine qui est de 1030 kilogrammes. La charge totale est donc de 2230 kilogrammes.

Ces câbles coûtent à peu près 40 fr. les 100 kilogrammes.

Les câbles plats dont on fait usage à Anzin ont ordinairement $0^m,115$ de largeur sur $0^m,03$ d'épaisseur. Ils pèsent 4k,19 par mètre courant. Les tonnes contiennent de 600 à 700 kilogrammes de houille, et chacune d'elles pèse vide environ 130 kilogrammes. Les câbles plats se vendent à peu près 150 fr. les 100 kilogrammes. Pour les puits très-profonds, on se sert de câbles qui ont jusqu'à $0^m,16$ de largeur et $0^m,037$ d'épaisseur, sans que pour cela on augmente beaucoup le poids des tonnes.

Dans les mines métalliques de la Saxe, suivant une notice publiée dans le *Bergkalender* de Freyberg pour l'année 1841, on fait usage de deux sortes de câbles ronds en chanvre. Les plus petits sont composés de 288, et les plus gros de 336 fils de carret. Les premiers pèsent 9℔,62, les seconds 11℔,25 par lachter courant. En admettant que la livre soit celle de Cologne, et que le lachter soit équivalent à 2 mètres, on trouve que les poids correspondants sont par mètre courant, de $2^k,23$ pour les câbles de 288 fils, et de 2k,61 pour ceux de 336 fils. Les uns sont usités pour les baritels à chevaux, les autres pour les baritels à eau. Le contenu des tonnes élevées par ceux-ci est généralement de 10 cuveaux, dont le poids est d'environ 510 kilogrammes. Ainsi, en admettant que la tonne vide pèse 150 kilogrammes, la partie supérieure du câble, dans un puits de 400 mètres de profondeur verticale, serait chargée de 1704 kilogrammes. Or, d'après la même notice, la résistance absolue à la rupture est de 180 quintaux poids de Cologne = 9180 kilogrammes pour les câbles de 288 fils de carret. Cette même résistance est de 220 quintaux ou

11,220 kilogrammes pour les câbles de 330 fils de carret. Ainsi la charge maximum à laquelle le câble est exposé, dans le travail, est entre 1/6 et 1/7 de la résistance absolue à la rupture du câble neuf. Elle est même, dans la plupart des cas, une fraction beaucoup moindre, 1/10 à 1/12 seulement de la résistance absolue.

La durée des câbles dépend surtout du puits dans lequel ils circulent. Si ce puits est celui par lequel remonte l'air humide et vicié qui a parcouru les travaux, ou s'il y a des filtrations d'eau qui tiennent le câble dans un état d'humidité constante, la durée de celui-ci ne dépasse guère dix à douze mois, et souvent il est usé au bout de cinq ou six mois.

Si, au contraire, l'air qui circule dans le puits est pur, et s'il n'y a pas de filtrations d'eaux, le câble pourra durer, en faisant un service aussi actif, jusqu'à 18 mois ou 2 ans.

Variations du moment des forces appliquées aux tambours des baritels, en raison du poids des câbles. — Lorsque les puits d'extraction ont une grande profondeur, et que l'on fait usage de câbles ronds s'enroulant en sens inverse autour de tambours cylindriques, les poids des câbles font varier entre des limites très-écartées la somme des moments des forces agissant tangentiellement aux tambours. De là résulte la nécessité de faire varier en même temps la force motrice, nécessité qui entraîne celle d'avoir des machines d'une puissance plus grande que celle qui convient aux poids contenus dans les tonnes d'extraction, et occasionne presque toujours une dépense du travail moteur hors de proportion avec le travail utile.

Ainsi, dans un puits de 400 mètres de profondeur, d'où l'on extrairait des tonnes contenant 800 kilogrammes et pesant vides 250 kilogrammes, à l'aide de câbles d'un poids de 3 kilogrammes par mètre courant, comme cela se pratique à Rive-de-Gier, le moteur doit élever, au moment où la tonne pleine part du fond du puits, un poids de 2250 kilogrammes, dont il faut déduire seulement le poids de la tonne vide descendante, ou 250 kilogrammes. C'est donc une résistance de 2000 kilogrammes, non compris les frottements, appliquée tangentiellement au tambour; à mesure que la tonne pleine monte et que la tonne vide descend, la résistance diminue du double du poids du câble qui s'est enroulé et déroulé sur les deux tambours, de sorte que quand les deux tonnes se rencontrent dans le puits, la résistance est simplement égale au poids contenu dans la tonne pleine ou 800 kilogrammes.

La résistance continuant ensuite à diminuer, parce que le poids du

câble passe du côté de la tonne vide et vient en aide à la force mouvante, il arrive un moment où la résistance est nulle; et lorsque la tonne pleine arrive au jour, elle est de venue négative et égale à 400 kilogrammes, excès du poids du câble d'une longueur de 400 mètres sur le poids contenu dans la tonne, c'est-à-dire que dans ce moment il faut modérer, au moyen d'une résistance extérieure, la vitesse du tambour, au lieu d'avoir à l'entretenir par l'application d'une force motrice.

Pour rendre uniforme, ou plutôt moins variable le moment des forces résistantes, on a eu recours aux chaînes *contre-poids*, aux tambours coniques sur lesquels s'enveloppent les câbles ronds, ou aux câbles plats, qui s'enroulent sur eux-mêmes en spires successives. Les chaînes *contre-poids* ont des inconvénients qui les ont fait abandonner presque partout. Je renverrai donc, pour ce qui les concerne, à la note que j'ai publiée dans les *Annales des Mines*, t. XI, 5e série, p. 56, et je me bornerai ici à traiter des câbles plats et des tambours coniques. J'exposerai d'abord la théorie des câbles plats.

Dimensions à donner au noyau des bobines des câbles plats. — Lorsqu'une tonne pleine quitte le fonds du puits ou la place d'accrochage, et que la tonne vide commence à descendre, le poids de la tonne pleine et de tout le câble auquel elle est suspendue agit sur l'arbre des bobines, à l'extrémité d'un bras de levier égal au rayon du noyau des bobines, tandis que le poids de la tonne vide agit sur le même arbre, dans le sens de la force mouvante, à l'extrémité d'un bras de levier égal au rayon du noyau augmenté de l'épaisseur du câble, répétée autant de fois que l'arbre doit faire de tours pour amener une tonne du fond du puits à la surface. A mesure que l'arbre des bobines tourne et que les tonnes pleine et vide se rapprochent l'une de l'autre, la première en montant, la seconde en descendant, le bras de levier de la tonne pleine augmente à chaque révolution de l'arbre, d'une fois l'épaisseur du câble, tandis que le bras de levier de la tonne vide diminue de la même épaisseur. Lorsque les deux tonnes arrivent à la même hauteur dans le puits, les deux bras de levier doivent être égaux entre eux. Il est évident en effet, que si ces rayons ou bras de leviers étaient inégaux, les deux tonnes pleine et vide ne pourraient pas arriver simultanément, et après un même nombre de révolutions de l'arbre, la première à l'orifice, la seconde au fond du puits. Les bras de levier étant égaux au point de rencontre des deux tonnes, ainsi que les longueurs des câbles suspendus dans le puits des deux côtés, les poids des câbles et des tonnes vides se font mutuellement équilibre, et le moment de la résistance se ré-

duit au poids contenu dans la tonne ascendante multiplié par le bras de levier commun des deux câbles. Ce bras de levier est d'ailleurs égal au rayon du noyau augmenté de l'épaisseur du câble, multipliée par la moitié du nombre des révolutions que l'arbre doit faire, pour amener une tonne du fond à l'orifice, ou de l'orifice au fond.

Si l'on s'est bien rendu compte de ces circonstances du mouvement des deux tonnes, on suivra facilement ce qui suit. Soient :

Q le poids contenu dans une tonne pleine ;

q le poids d'une tonne vide ;

L la longueur du câble, depuis l'orifice jusqu'au fond du puits ;

p le poids du câble par mètre courant ;

e son épaisseur ;

ρ Le rayon ou bras de levier commun, à l'extrémité duquel agissent les poids des deux tonnes, au moment où elles se rencontrent ;

n le nombre de tours de l'arbre nécessaire pour amener la tonne pleine, depuis le point de rencontre jusqu'à l'orifice, ou la tonne vide depuis ce même point jusqu'au fond du puits ;

Il est évident que le rayon du noyau sera alors égal à $\rho - n \times e$. — Le rayon ou bras de levier de la tonne arrivée à la surface sera égal à $\rho + n \times e$.

Après un nombre quelconque m de révolutions de l'arbre des bobines, à partir du point de rencontre (m étant plus petit que n), le bras de levier de la tonne descendante sera $\rho - m \times e$, et celui de la tonne ascendante $\rho + m \times e$, de façon que la moyenne arithmétique entre les deux bras de levier sera toujours égale à ρ.

Au point de rencontre des tonnes, suivant la verticale, le moment de la résistance sera égal à $Q \times \rho$.

Pour avoir la somme des moments des forces résistantes, dans toute autre position, il faut avoir les poids et par conséquent les longueurs des câbles auxquels chaque tonne est suspendue. Or l'axe du câble, dans ses circonvolutions autour de la bobine, se plie suivant une spirale dont le rayon vecteur augmente de l'épaisseur e du câble, pour un angle mesuré par une circonférence entière. L'épaisseur du câble étant toujours fort petite par rapport au rayon vecteur de la spirale, il est facile de voir que la longueur développée d'une spire ne diffère pas sensiblement de celle d'une circonférence de cercle, dont le rayon serait la moyenne arithmétique entre les deux rayons vecteurs extrêmes de la spire. Ainsi, au moment où les deux tonnes se dépassent, la tonne ascendante s'élève dans le puits pour une révolution de l'arbre d'une hauteur égale au développement

d'une circonférence de cercle dont le rayon serait égal à $\rho+\frac{e}{2}$, c'est-à-dire à $2\pi\left(\rho+\frac{e}{2}\right)$.

Pour deux révolutions cette même tonne s'est élevée au dessus du point de rencontre d'une hauteur égale à

$$2\pi\left(\rho+\frac{e}{2}\right)+2\pi\left(\rho+\frac{3e}{2}\right)=2\pi\left(2\rho+\frac{4e}{2}\right).$$

Pour trois révolutions, la tonne se sera élevée au dessus du même point d'une hauteur égale à

$$2\pi\left(2\rho+\frac{4e}{2}\right)+2\pi\left(\rho+\frac{5e}{2}\right)=2\pi\left(3\rho+\frac{9e}{2}\right).$$

Enfin après un nombre m de révolutions, la tonne ascendante sera parvenue à une hauteur au dessus du point de rencontre, égale à $2\pi\left(m\rho+\frac{m^2e}{2}\right)$.

On voit de la même manière que la tonne descendante se sera abaissée au dessous du point de rencontre, d'une hauteur égale à $2\pi\left(m\rho-\frac{m^2e}{2}\right)$, après m révolutions.

L'écartement des deux tonnes après m révolutions de l'arbre, comptées à partir du point de rencontre, est égal à la somme de l'élévation de l'une, plus l'abaissement de l'autre, c'est-à-dire à $4\pi m\rho$.

Comme nous avons désigné par n le nombre de révolutions au bout duquel les deux tonnes arrivent, l'une à l'orifice, l'autre au fond du puits, on a entre le nombre n, le rayon ρ et la profondeur L du puits, la relation

$$4\pi n\rho=L,$$

relation qui détermine le nombre n, lorsque ρ et L sont connus.

La somme des moments des forces résistantes appliquées à l'arbre des bobines, après un nombre m de révolutions, est facile maintenant à calculer.

En effet, la portion du câble auquel la tonne pleine est suspen-

due, qui se trouve alors développée dans le puits, est égale à la longueur du câble correspondante à la rencontre des tonnes, moins $2\pi \left(m\rho + \frac{m^2 e}{2}\right)$.

La portion du câble auquel la tonne vide est suspendue, qui se trouve développée dans le puits, est égale à la longueur du câble correspondante à la rencontre des tonnes, augmentée de $2\pi \left(m\rho - \frac{m^2 e}{2}\right)$.

Appelons S la longueur de câble correspondante au point de rencontre des tonnes, c'est-à-dire la distance de ce point au dessous de la surface; le poids de la tonne pleine et de son câble sera :

$$Q + q + pS - p \times 2\pi \left(m\rho + \frac{m^2 e}{2}\right).$$

Ce poids agit à l'extrémité d'un bras de levier égal à $\rho + me$. Son moment est donc :

$$\left[Q + q + pS - p \times 2\pi \left(m\rho + \frac{m^2 e}{2}\right)\right](\rho + me).$$

Le moment du poids de la tonne vide et de son câble sera :

$$\left[q + pS + p \times 2\pi \left(m\rho - \frac{m^2 e}{2}\right)\right](\rho - me).$$

La différence de ces deux moments sera le moment de la force résistante : appelons-le M, nous aurons, toute réduction faite :

$$M = Q\rho + (Q + 2q + 2pS)\, me - p \times 4\pi m\rho^2 - p \times 4\pi \frac{m^3 e^2}{2}.$$

Or la longueur S est celle qui correspond à un nombre n de spires enroulées à partir du rayon ρ, puisqu'après n révolutions la tonne doit arriver au jour. On a donc :

$$S = 2\pi \left(n\rho + \frac{n^2 e}{2}\right).$$

D'ailleurs de la relation $4\pi n\rho = L$, on tire :

$$n = \frac{L}{4\pi\rho},$$

et en substituant à n cette valeur, il vient :

$$S = \frac{L}{2} + \frac{L^2}{16\pi\rho^2} e,$$

et en remplaçant S par cette dernière valeur :

$$M = Q\rho + (Q + 2q + pL)me + \frac{pL^2}{8\pi\rho^2} me^2 - 4\pi p m \rho^2 - 2\pi p m^3 e^2. \quad (1)$$

Cette équation fait connaître le moment des forces résistantes appliquées à l'arbre des bobines, pour une position quelconque des tonnes à partir de celle où elles se sont rencontrées dans le puits.

Ce moment varie avec le nombre m qui exprime le nombre des révolutions faites par l'arbre des bobines, depuis la rencontre des tonnes; il est en outre facile de démontrer que l'équation subsiste pour les valeurs fractionnaires, comme pour les valeurs entières de m.

Quant à la valeur du moment M, pour les positions des tonnes comprises entre les points de départ du fond et de la surface, et le point où elles se rencontrent suivant la verticale, il suffit, pour le déterminer, de supposer que la tonne pleine redescend à partir du point de rencontre, au lieu de monter, et que la tonne vide remonte. Désignant toujours par m le nombre de révolutions de l'arbre, compté à partir du point de rencontre des tonnes, on trouve sans difficulté :

$$M = Q\rho - (Q + 2q + pL) me - \frac{pL^2}{8\pi\rho^2} me^2 + 4\pi p m \rho^2 + 2\pi p m^3 e^2. \quad (2)$$

Les termes qui suivent $Q\rho$, dans le second membre de l'équation (2), ne diffèrent que par le signe des termes correspondants dans l'équation (1); si l'on fait passer $Q\rho$ dans le premier membre, ces deux équations peuvent s'écrire ainsi :

$$M - Q\rho = \pm \left[(Q + 2q + pL)me + \frac{pL^2}{8\pi\rho^2} me^2 - 4\pi p m \rho^2 - 2\pi p m^3 e^2 \right]. \quad (3)$$

m est un nombre positif entier ou fractionnaire, compris entre 0 et $n = \frac{L}{4\pi\rho}$. Le signe + convient aux positions des deux tonnes qui

suivent leur point de rencontre, et le signe — aux positions des deux tonnes qui précèdent cette même rencontre, suivant la verticale. Dans ce second cas, m exprime le nombre de tours de l'arbre des bobines nécessaires pour amener les tonnes de leur position actuelle au point où elles se rencontreront.

L'équation (3) fait voir que les différences $M - Q\rho$ sont égales et de signes contraires, pour deux positions correspondantes à des nombres de tours égaux, faits par l'arbre des bobines depuis la rencontre des tonnes, ou à faire par le même arbre pour amener les tonnes à ce point de rencontre.

Si l'on prend une ligne AB, *fig.* 17, *Pl. XXXVII*, si on la divise en $2n$ parties égales, dont n seront portées de chaque côté du point milieu C, et si l'on construit une courbe qui ait pour abscisses les parties de la ligne AC comptées à droite ou à gauche du point milieu C, et pour ordonnées les valeurs de $M-Q\rho$ données par l'équation (3), cette courbe coupera la droite AB au point C, puisque l'on a pour $m=0$, $M-Q\rho=0$; elle étendra deux branches placées symétriquement en dessus et en dessous de la ligne AB, l'une à droite, l'autre à gauche du point C. Elle aura pour abscisses les distances angulaires de l'arbre des bobines à la position où les deux tonnes se rencontrent dans le puits, et pour ordonnées les différences positives ou négatives du moment variable des forces résistantes, et du moment moyen $Q\rho$.

Cette courbe coupera généralement la ligne AB en trois points, au milieu C, et en deux autres points c', c'' équidistants du point C. En effet le second membre de l'équation (3) devient nul pour $m=0$, et pour deux autres valeurs de m, qui satisfont à l'équation :

$$(Q+2q+pL)e+\frac{pL^2}{8\pi\rho^2}e^2-4\pi p\rho^2-2\pi pm^2e^2=0.$$

Ces valeurs égales et de signes contraires sont :

$$m=\pm\sqrt{\frac{(Q+2q+pL)e+\frac{pL^2}{8\pi\rho^2}e^2-4\pi p\rho^2}{2\pi pe^2}}.$$

Nous n'avons pas à tenir compte de la valeur négative, à cause du double signe placé devant tout le second membre de l'équation (3); la valeur numérique de m reportée à droite et à gauche du point C, nous donnera les deux points c' et c'' où la courbe coupe de nouveau la droite AB. Toutefois il faut pour que ces points c' et c'' existent sur la ligne AB, que la valeur trouvée pour m soit plus petite que

$AC=CB=n=\frac{L}{4\pi\rho}$, et que la quantité sous le signe $\sqrt{\quad}$ ne soit pas négative.

La première condition est exprimée par la relation algébrique

$$(Q+2q+pL)\,e+\frac{pL^2}{8\pi\rho^2}e^2-4\pi p\rho^2<\frac{L^2}{16\pi^2\rho^2}\times 2\pi p e^2,$$

ou, en supprimant dans les deux membres le terme $\frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2}$,

$$(Q+2q+pL)\,e-4\pi p\rho^2<0;$$

c'est-à-dire que le rayon moyen ρ doit être plus grand que

$$\frac{1}{2}\sqrt{\frac{(Q+2q+pL)\,e}{\pi p}}.$$

Si l'on prend le rayon

$$\rho=\frac{1}{2}\sqrt{\frac{(Q+2q+pL)\,e}{\pi p}},$$

la valeur de m qui rend nulle la différence $M-Q\rho$ se réduit à

$$m=\sqrt{\frac{L^2}{16\pi^2\rho^2}}=\frac{L}{4\pi\rho}=n;$$

c'est-à-dire que la courbe coupe la ligne AB au milieu et à ses deux extrémités, et que le moment des forces résistantes est égal au moment moyen, aux deux extrémités de la course des tonnes, et à leur point de rencontre. La courbe s'écarte alors plus de la droite AB, que dans le cas où les points d'intersection c' et c'' sont plus rapprochés du milieu de la ligne AB. Ainsi quand les poids Q, q, p, la profondeur L et l'épaisseur e sont données, il faut choisir le rayon ρ de manière à ce que l'on ait :

$$4\pi p\rho^2>(Q+2q+pL)\,e.$$

D'un autre côté pour que la valeur de m qui annule $M-Q\rho$ ne soit point imaginaire, il faut que l'on ait :

$$4\pi p\rho^2<\frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2}+(Q+2q+pL)\,e.$$

Les plus grandes valeurs possibles des différences $M-Q\rho$ correspondent alors aux deux extrémités de la course des tonnes où elles

sont représentées par les ordonnées A*a* et B*b*, et aux positions où les tangentes à la courbe deviennent parallèles à l'axe des abscisses AB, puisque la valeur numérique de l'ordonnée y est un maximum. On trouvera la valeur des ordonnées A*a* et B*b*, en faisant dans l'expression générale de $M-Q\rho$, $m=n=\frac{L}{4\pi\rho}$.

On a, pour cette valeur de m :

$$M - Q\rho = \frac{L}{4\pi\rho}\left[(Q + 2q + pL)e - 4\pi p\rho^2\right]. \qquad (a)$$

En différentiant par rapport à m la valeur de $M-Q\rho$ et égalant à 0 le coefficient différentiel, on a, pour déterminer la valeur de m à laquelle correspondent les ordonnées maxima *de*, *d'e'*:

$$(Q + 2q + pL)e + \frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2} - 4\pi p\rho^2 - 6\pi pm^2e^2 = 0,$$

d'où

$$m = \sqrt{\frac{(Q + 2q + pL)\,e + \frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2} - 4\pi p\rho^2}{6\pi pe^2}},$$

et la valeur de $M-Q\rho$ correspondante à cette valeur de m est :

$$M-Q\rho = \frac{4\pi pe^2}{(6\pi pe^2)^{\frac{3}{2}}}\left((Q+2q+pL)e+\frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2}-4\pi p\rho^2\right)^{\frac{3}{2}}. \qquad (b)$$

La valeur de ρ, qui maintiendra les écarts du moment des forces résistantes entre les limites les plus étroites, sera évidemment celle pour laquelle les deux valeurs précédentes (*a*) et (*b*) de $M-Q\rho$ seront égales entre elles, ce qui fournit pour déterminer la valeur la plus convenable de ρ l'équation :

$$\frac{L^2}{16\pi^2\rho^2}\left((Q+2q+pL)\,e-4\pi p\rho^2\right)^2 =$$
$$= \frac{16}{216\pi pe^2}\left\{(Q+2q+pL)\,e+\frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2}-4\pi p\rho^2\right\}^3.$$

Cette équation, quand on a fait disparaître l'inconnue ρ du dénominateur, s'élève au douzième degré; mais comme elle ne renferme

que les puissances paires de ρ, elle n'est que du sixième degré, par rapport à ρ^2 : en la résolvant numériquement, on aurait, dans chaque cas particulier, la valeur de ρ qui convient le mieux à des valeurs données des poids Q, q, p, de la profondeur L du puits, et de l'épaisseur e du câble.

J'ai donné, dans les Annales des mines, une solution tout à fait générale de cette question, par la méthode suivante.

Pour que la courbe des valeurs successives de $M-Q\rho$ coupe la droite AB en deux points situés entre les extrémités et le milieu de cette ligne, il faut que l'on ait $M-Q\rho=o$, pour une certaine valeur de m numériquement inférieure à $\frac{L}{4\pi\rho}$. Soit x un certain nombre plus grand que l'unité, on devra avoir $M-Q\rho=0$ pour $m=\frac{L}{4\pi x\rho}$, et il faudra déterminer x de façon à ce que les écarts correspondants aux ordonnées maxima de la courbe soient précisément égaux aux écarts correspondants aux extrémités de la ligne AB.

Si $M-Q\rho$ est nul pour $m=\frac{L}{4\pi x\rho}$, on aura, d'après l'équation (5) :

$$(Q+2q+pL)e-4\pi p\rho^2+\frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2}=\frac{2\pi pL^2e^2}{16\pi^2x^2\rho^2}=\frac{pL^2e^2}{8\pi x^2\rho^2};$$

la valeur générale de $M-Q\rho$ exprimée en fonction de x est donc :

$$M-Q\rho=\frac{pL^2e^2m}{8\pi x^2\rho^2}-2\pi pm^2e^2.$$

Si l'on fait dans cette valeur générale : $m=\frac{L}{4\pi\rho}$, on trouve pour la valeur numérique de $M-Q\rho$ correspondante aux deux extrémités de la course des tonnes :

$$\frac{pL^3e^2}{32\pi^2x^2\rho^3}-\frac{2\pi pL^2e^2}{64\pi^3\rho^3}=\frac{pe^2}{32\pi^2}\frac{L^3}{\rho^3}\left(\frac{1}{x^2}-1\right).$$

x étant plus grand que l'unité, l'expression précédente est négative, et la valeur numérique qui correspond au point de départ de la tonne pleine du fond du puits et de la tonne vide de la surface est :

$$\frac{pe^2}{32\pi^2}\frac{L^3}{\rho^3}\left(1-\frac{1}{x^2}\right). \qquad (a)$$

D'un autre côté, si l'on égale à 0 la différentielle de la valeur générale de $M - Q\rho$ par rapport à m, on a pour déterminer la valeur de m qui correspond à la valeur maxima de $M - Q\rho$, l'équation :

$$\frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2 x^2} - 6\pi p e^2 m^2 = o,$$

d'où l'on tire :

$$m = \frac{1}{2\sqrt{12}} \frac{L}{\pi x \rho}.$$

A cette valeur de m correspond la valeur de l'ordonnée :

$$\left.\begin{aligned} M - Q\rho &= \frac{1}{16\sqrt{12}} \frac{pe^2L^3}{\pi^2x^2\rho^2} - \frac{1}{48\sqrt{12}} \frac{pe^2L^3}{\pi^2x^2\rho^2} = \\ &= \frac{1}{24\sqrt{12}} \frac{pe^2}{\pi^2} \frac{L^3}{x^2\rho^2} \end{aligned}\right\} \quad (b)$$

Égalant les valeurs (a) et (b), il vient :

$$\frac{pe^2}{32\pi^2} \frac{L^3}{\rho^3}\left(1 - \frac{1}{x^2}\right) = \frac{1}{24\sqrt{12}} \frac{pe^2}{\pi^2} \frac{L^3}{x^2\rho^2},$$

et en supprimant les facteurs communs :

$$1 - \frac{1}{x^2} = \frac{4}{3\sqrt{12}} \times \frac{1}{x^3},$$

équation indépendante des quantités L, ρ, p, e, et qui ne renferme plus que l'inconnue x. Elle se réduit à :

$$x^3 - x = \frac{4}{3\sqrt{12}}.$$

Elle n'a qu'une seule racine réelle et supérieure à l'unité, qui est égale à $\frac{2}{\sqrt{3}} = 1{,}1544$.

Or puisque dans la *fig.* 17 les deux moitiés CA et CB de la droite AB représentent le nombre $n = \frac{L}{4\pi\rho}$, il résulte clairement de ce qui précède, que la courbe qui, dans toute son étendue, s'écarte le moins de la droite AB, est celle qui coupe cette ligne AB au milieu, et en deux

autres points c' et c'' situés de part et d'autre du point milieu C, à des distances Cc' et Cc'' égales à $\frac{CA}{2} \times \sqrt{3} = 0{,}866\,CA$. Pour cette courbe, les ordonnées extrêmes Aa et Bb sont égales aux ordonnées *maxima de, d'e'*. Celles-ci correspondent d'ailleurs à des distances du point C égales à $\frac{\sqrt{3}}{\sqrt{12}}\,CA = \frac{1}{2}\,CA$.

La valeur du rayon moyen ρ qui correspond à cette courbe, dépend des valeurs particulières de Q, q, p, L et e, qui sont données dans chaque cas particulier. Elle est déterminée par la condition que l'on ait $M - Q\rho = 0$, pour $M = \frac{L\sqrt{3}}{2 \times 4\pi\rho}$.

La valeur générale de $M - Q\rho$ est, abstraction faite du signe :

$$M - Q\rho = m\left\{(Q + 2q + pL)e + \frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2} - 4\pi p\rho^2 - 2\pi pm^2e^2\right\};$$

elle doit s'évanouir pour $m = \frac{L\sqrt{3}}{8\pi\rho}$, ce qui donne :

$$(Q + 2q + pL)\,e + \frac{pL^2e^2}{8\pi\rho^2} - 4\pi p\rho^2 - \frac{6pL^2e^2}{64\pi\rho^2} = 0;$$

d'où l'on tire :

Valeurs du rayon moyen et du rayon du noyau.

$$\rho = \sqrt{\frac{(Q+2q+pL)e}{8\pi p} + \sqrt{\frac{(Q+2q+pL)^2e^2}{64\pi^2p^2} + 0{,}00781\frac{e^2L^2}{\pi^2}}}, \quad (A)$$

dans laquelle π doit être remplacé par sa valeur numérique 3,14.

Connaissant la valeur du rayon moyen ρ, on en conclut sans difficulté les valeurs du noyau, du plus grand rayon de chaque bobine, et du nombre de révolutions de l'arbre nécessaire pour amener une tonne depuis le fond du puits jusqu'au jour.

D'abord le nombre de révolutions nécessaires pour élever la tonne depuis le fond jusqu'au jour est exprimé par $2\,\frac{L}{4\pi\rho} = \frac{L}{2\pi\rho}$, c'est-à-dire par le rapport de la profondeur du puits à la longueur de la circonférence développée, dont le rayon est ρ.

D'un autre côté, si l'on désigne par r le rayon du noyau, et par R le plus grand rayon, c'est-à-dire le bras du levier à l'extrémité du-

quel agit le poids de la tonne arrivée à l'orifice du puits, on a évidemment :

$$r=\rho-\frac{Le}{4\pi\rho},$$

$$R=\rho+\frac{Le}{4\pi\rho}.$$

Application des formules qui précèdent. — Voici un exemple de l'application de ces formules.

Supposons qu'on veuille extraire d'un puits de 400 mètres de profondeur des tonnes contenant un poids de 1000 kilogrammes, que le poids de la tonne vide soit de 200 kilogrammes, que le câble plat employé pèse 6 kilogrammes par mètre courant et ait une épaisseur de 3 centimètres, il faudra faire dans les formules précédentes :

$$L=400,\quad Q=1000,\quad q=200,\quad p=6,\quad e=0{,}03.$$

L'équation A donnera pour le rayon moyen ρ, la valeur suivante, savoir :

$$\begin{array}{r} Q=1000 \\ 2q=\ 400 \\ pL=2400 \\ \hline Q+2q+pL=3800 \\ e=0{,}03 \\ \hline \end{array}$$

$$(Q+2q+pL)e=114$$

$$8\pi p=8\times 3{,}14\times 6=150{,}72$$

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{(Q+2q+pL)e}{8\pi p}=\dfrac{114}{150{,}72}=0{,}7564 \\ \dfrac{(Q+2q+pL)^2e^2}{64\pi^2p^2}=0{,}5721 \end{array}\right.$$

$$\frac{eL}{\pi}=\frac{0{,}03\times 400}{3{,}14}=3{,}82$$

$$0{,}00781\frac{e^2L^2}{\pi^2}=0{,}1140$$

$$\rho=\sqrt{0{,}7564+\sqrt{0{,}5721+0{,}1140}}=\sqrt{0{,}7564+\sqrt{0{,}6861}}=1^m{,}26.$$

Le rayon moyen étant de $1^m{,}26$, le nombre de tours de l'arbre nécessaire pour élever une tonne sera de $\dfrac{400}{6.28\times 1{,}26}=50\ 1/2.$

Le rayon du noyau sera égal à $1{,}26-25{,}25\times 0{,}03=0^m{,}5025.$

Le rayon de la bobine contenant la totalité du câble sera $=2^m{,}0175.$

Le moment moyen des forces résistantes $Q\rho$ sera égal à $1000 \times 1,26 = 1260$.

Le moment des forces résistantes, au moment où la tonne part du fond du puits, sera égal à :

$$(Q+q+pL)\,r - q \times R = 3600 \times 0,5025 - 200 \times 2,0175 =$$
$$= 1809 - 403,50 = 1\ 05,50.$$

L'écart du moment moyen est alors de

$$1405,50 - 1260 = 145,50.$$

A partir de cet instant, le moment des résistances va en diminuant et devient égal au moment moyen 1260, après un nombre de révolutions de l'arbre égal à

$$25\ 1/4 \left\{ 1 - \frac{\sqrt{3}}{2} \right\} = 3,38.$$

Il continue à diminuer, pour devenir égal à 1260—145,50 = 1114,50, après un nombre de révolutions de l'arbre, depuis le point de départ, égal à $\frac{1}{2} \times 25\ 1/4 = 12,62$.

A partir de là le moment augmente pour devenir égal au moment moyen après 25 révolutions 1/4. Là les deux tonnes sont arrivées à la même hauteur dans le puits. Le moment des résistances continue d'augmenter pendant 12,62 révolutions de l'arbre, à partir du point de rencontre ; il est alors égal à 1405,50. Il diminue à partir de ce point, redevient égal à 1200, après 21,87 révolutions comptées toujours à partir du point de rencontre, et enfin, continuant à diminuer, il est égal à 1114,50, lorsque la tonne pleine arrive à l'orifice, et la tonne vide au fond du puits.

On voit que le plus grand écart n'est que la fraction $\frac{145,50}{1260}$ soit $\frac{1}{9}$ environ du moment moyen.

Si l'on avait employé des câbles ronds de même poids, s'enroulant sur des tambours cylindriques, le moment des résistances aurait été, au point de départ de la tonne pleine, de 3400 × le rayon du tambour, tandis qu'à l'arrivée de cette tonne à l'orifice du puits, la force résistante eût été nulle et aurait été remplacée par une force mouvante dont le moment eût été de 1400 × le même rayon. On voit donc combien l'usage des câbles plats est avantageux, sous le rapport de la régularisation de l'effort du moteur, et par conséquent sous celui de l'économie de la force motrice.

Des tambours coniques. — La théorie des tambours coniques que l'on doit employer, lorsqu'on fait usage de câbles ronds, ne diffère pas de celle des bobines et des câbles plats que nous venons d'exposer avec détail. Si l'on désigne par d le diamètre du câble, par φ l'inclinaison de l'apothème de chacun des troncs de cône qui forment le tambour, sur l'axe commun de l'arbre et des troncs du cône, il est évident qu'à chaque révolution des tambours, les rayons à l'extrémité desquels agissent les deux câbles, varient en plus et en moins d'une grandeur égale à $d \sin \varphi$. L'axe du câble plié sur le tambour se projette donc sur un plan perpendiculaire à l'axe de l'arbre, suivant une spirale d'Archimède, dont le rayon vecteur augmente de $d \sin \varphi$ à chaque révolution complète. La longueur du câble ne diffère pas sensiblement de celle de cette spirale. En conséquence, tous les raisonnements que nous avons faits pour les câbles plats, s'appliquent aux câbles ronds s'enveloppant sur des tambours coniques, en remplaçant l'épaisseur du câble plat par $d \sin \varphi$.

Ainsi ρ désignant le rayon moyen des tambours coniques, celui qui correspond à la position où les deux tonnes se trouvent à la même hauteur dans le puits, le nombre de tours de l'arbre nécessaire pour amener une tonne au jour sera toujours exprimé par $\frac{L}{2\pi\rho}$.

Le plus petit rayon sera égal à $\rho - \frac{L}{4\pi\rho} \times d \sin \varphi$.

Le plus grand rayon sera égal à $\rho + \frac{L}{4\pi\rho} \times d \sin \varphi$.

La valeur la plus convenable du rayon sera donnée par l'équation

$$\rho = \sqrt{\frac{(Q+2q+pL) d \sin\varphi}{8\pi p} + \sqrt{\frac{(Q+2q+pL)^2 d^2 \sin^2\varphi}{64\pi^2 p^2} + 0{,}00781 \frac{L^2 d^2 \sin^2\varphi}{\pi^2}}}. \quad (B)$$

On peut se donner à volonté la valeur de l'angle φ, et l'on aura la valeur correspondante de ρ, les autres quantités Q, q, p, L et d étant données. Si l'on suppose $\varphi = 90°$, $\sin\varphi = 1$ et l'on retombe sur l'équation relative aux câbles plats s'enroulant sur des bobines. Ce dernier cas est donc la limite des tambours coniques, et la valeur de ρ est la plus grande de toutes celles qui correspondent aux diverses valeurs de l'angle φ. A l'autre limite, pour $\varphi = 0$, on aurait $\sin\varphi = 0$ et $\rho = 0$. C'est le cas des tambours cylindriques, et l'on voit en effet que les moments ne peuvent être égaux en plusieurs points de la course des tonnes, qu'autant que le rayon des tambours cylindriques serait infiniment petit. En général, l'angle φ ne peut dépasser 30°,

parce que, pour des angles plus grands, les spires du câble ne tiendraient point en place. On a alors $\sin\varphi = \frac{1}{2}$, et la valeur de ρ donnée, par l'équation B, est à la valeur de ρ que l'on aurait trouvée pour une bobine de câble plat dont l'épaisseur serait égale au diamétre du câble rond, et qui aurait le méme poids par mètre courant, comme $1 : \sqrt{2}$.

Supposons, par exemple, qu'on veuille établir sur un puits de 400 mètres de profondeur un câble rond de 7 centimètres de diamètre, et pesant 4 kilogrammes au mètre courant, les poids des tonnes pleine et vide étant d'ailleurs les mêmes que dans l'exemple que nous avons pris précédemment pour les câbles plats, quelles seront les meilleures dimensions de tambours coniques, l'inclinaison de l'apothème sur l'axe étant fixée à 30°?

Je calcule d'abord par l'équation (A) : le rayon moyen le plus convenable pour un câble plat de 7 centimètres d'épaisseur, et pesant 4 kilogrammes au mètre courant, chargé de tonnes pesant vides 200 kilogrammes, et pleines 1200 kilogrammes; je trouve ce rayon moyen égal à $2^m,08$.

En divisant la valeur précédente par $\sqrt{2}$, on a pour la valeur la plus convenable du rayon moyen des tambours coniques dont les apothèmes sont inclinées de 30° sur l'axe :

$$\frac{2^m,08}{\sqrt{2}} = 1^m,47.$$

Le nombre de révolutions de l'arbre nécessaire pour élever une tonne sera :

$$\frac{400}{6,28 \times 1,47} = 43,31.$$

Le plus petit rayon des tambours sera égal à :

$$1^m,47 - 21,65 \times \frac{0,07}{2} = 0^m,71.$$

Le plus grand rayon des mêmes tambours sera égal à :

$$1^m,47 + 21,65 \times \frac{0,07}{2} = 2^m,23.$$

La longueur de l'axe de chaque tambour, ou du moins de la partie sur laquelle s'enveloppera le câble, sera égale à :

$$43,31 \times 0,07 \times \cos 30° = 43,31 \times 0,07 \times \frac{1}{2}\sqrt{3} = 2^m,63.$$

Les deux tambours réunis auraient donc au moins 5m,26 de longueur. Cette grande longueur, qu'il faudrait donner aux tambours coniques, pour égaliser les moments des résistances dans les machines établies sur les puits profonds, serait génante, et obligerait d'ailleurs à faire les axes très-forts, à placer les molettes dans des plans très-inclinés sur le plan normal à l'axe du tambour, etc. Aussi préfère-t-on généralement les câbles plats, qui s'enveloppent sur eux-mêmes, et lorsque l'on fait usage des tambours coniques, on ne s'astreint guère à leur donner les dimensions convenables, pour égaliser le mieux possible les moments des résistances.

Tambours cylindriques d'un petit diamètre. — Dans la plupart des baritels à eau établis sur les mines de la Saxe, les tambours sont cylindriques et d'un petit diamètre, comme on le voit par l'exemple du baritel établi sur le puits Richtschacht, de la mine de Beschert-Glück, dont les tambours n'ont pas plus de 1m.40 de diamètre. Néanmoins ces tambours ont peu de longueur, de sorte que le câble rond, après avoir formé un rang de spires contiguës sur le noyau, se plie en un autre rang de spires qui enveloppent les premières. Il en résulte que le bras de levier des poids des câbles et des tonnes pleine et vide, varie avec la position des tonnes dans les puits, non pas d'une manière continue, comme dans le cas des câbles plats, mais brusquement après des intervalles de temps inégaux. Ces variations des bras de levier sont d'ailleurs peu étendues et insuffisantes pour égaliser les moments des forces résistantes. Enfin il y a des inconvénients à envelopper les spires de câbles ronds les unes sur les autres, parce que si les spires ne sont pas assez serrées les unes contre les autres, celles des rangs superposés s'engagent dans les intervalles vides laissés entre les spires sous-jacentes, ce qui donne lieu à des saccades et à des chutes brusques des tonnes en circulation.

Chaînes en fer. — On faisait autrefois un grand usage de chaînes en fer forgé pour l'extraction des minerais. Ces chaînes, formées de maillons ronds ou oblongs, ont une durée plus grande que les câbles en chanvre, surtout dans les puits où circule un air humide et vicié; mais elles sont sujettes à rompre brusquement. Cet inconvénient, ainsi que le poids considérable qu'on est obligé de leur donner, y ont fait renoncer presque partout, pour le service de l'extraction dans les puits verticaux ou inclinés. Elles sont d'ailleurs remplacées, avec un immense avantage, par les câbles en fil de fer tressé dont nous parlerons tout à l'heure. Néanmoins les chaînes en fer forgé sont encore en usage, dans quelques puits peu profonds où l'extraction se fait au moyen des appareils dits *balances d'eau*; on s'en sert aussi

quelquefois pour le service de plans inclinés automoteurs établis à la surface ou dans l'intérieur des mines. Nous nous bornerons ici à dire que les maillons ou anneaux dont sont composés les câbles en fer forgé destinés à l'extraction ou au service des plans inclinés, doivent avoir une forme telle qu'ils ne puissent pas se mettre en travers de la chaîne, ce qui donnerait lieu à des saccades ou chutes brusques des tonnes, qui seraient souvent suivies de ruptures. Pour cela, il est nécessaire que les deux anneaux qui sont pris dans l'intérieur d'un anneau intermédiaire qui les réunit, remplissent le vide intérieur de celui-ci, en laissant le jeu strictement nécessaire pour la flexion de la chaîne et la rotation des anneaux, sans qu'ils puissent se placer l'un à côté de l'autre. On peut aussi faire usage de chaînes construites comme les câbles usités dans la marine, dont les anneaux de forme elliptique sont renforcés par un étai en fonte placé suivant le petit axe de l'ellipse, entre les épaisseurs de deux anneaux contigus. Pour ne rien omettre, j'indiquerai encore les chaînes plates en fer forgé que j'ai vu employer dans quelques mines de houille de l'Angleterre, sur des puits verticaux d'une petite profondeur. J'ai décrit ces chaînes dans mon mémoire sur les câbles plats (*Ann. des mines*, t. XI, 5e série). Je me borne à y renvoyer le lecteur ; elles sont incommodes, lourdes et dispendieuses, et ne me paraissent pas devoir être imitées.

Câbles en fil de fer. — Il y a environ douze ans que M. Albert, conseiller supérieur des mines, à Clausthal, fit fabriquer des câbles en fil de fer tressé, pour remplacer les câbles d'extraction en chanvre et les chaînes en fer forgé qui étaient employés dans les mines du Hartz. Le procédé de fabrication de M. Albert a été décrit dans les Archives de M. Karsten, vol. VIII, 2e partie. Depuis lors l'usage des câbles en fil de fer s'est rapidement répandu dans les mines des diverses parties de l'Allemagne ; partout on l'a trouvé économique et commode. Je donnerai en conséquence sur leur fabrication et leur usage des détails aussi complets que possible, que j'emprunte à diverses publications faites dans les *Archives* de M. Karsten et l'*Annuaire des mines* de Freyberg. Je dois ajouter ici que vers l'année 1822, j'avais vu employer dans une mine de houille de Rive-de-Gier un câble en fil de fer tressé, qui avait été fabriqué à Lyon. On s'en servait pour élever des tonnes garnies de patins, à la manière des traîneaux, sur le sol d'une galerie ascendante. Le câble se pliait sur une molette en fonte, établie à la partie supérieure de la galerie, et le cheval attelé à l'extrémité du câble tirait, en descendant, les tonnes pleines attachées à l'autre extrémité.

Voici la description du procédé de fabrication de M. Albert.

Fabrication des câbles en fil de fer au Hartz. — Le fil de fer est de ceux qui sont désignés par le n° 12 à la Königshütte du Hartz. Son diamètre est de 0,144 pouces (mesure de Calemberg), et 10 pieds courants de ce fil pèsent 13,91 loth (poids de Cologne); le pied de Calemberg = $0^{m},293$, et 110 livres (poids de Cologne) = $51^{k},60$. D'après cela, le fil aurait un diamètre de $0^{m},003516$, et le mètre courant pèserait $69^{gr.},59$. Il est tiré sur un banc de tréfilerie en parties de $17^{m},58$ à $38^{m},09$ de longueur. Afin de faciliter la mise en œuvre dans la fabrication des câbles droits, et prévenir l'affaiblissement résultant d'un tirage violent pour redresser les fils, ceux-ci, après la dernière chauffe, sont enroulés sur une bobine de $3^{m},316$ de diamètre, et ce sont ces paquets circulaires de fil qui sont employés à la fabrication des câbles. Leur prix est d'environ 9 thaler 10 gros par quintal de 110 livres (poids de Cologne), ou 71 fr. 16 c. les 100 kilogrammes.

Outils.—Les outils nécessaires à la fabrication sont :

1° Un gros étau, pesant environ 32 kilogrammes, fixé à la hauteur ordinaire sur un bloc ;

2° Un petit étau à main, pesant environ 3 kilogrammes ;

3° Une clé à tourner (drehschlüssel) en fer, *Pl. XLI*, *fig.* 1, d'une seule pièce, ayant au milieu 10 millimètres d'épaisseur, avec des poignées rondes aux deux extrémités, longue en tout de 37 centimètres. Au centre est une partie plane, circulaire, percée de 5 trous, dont le diamètre est de 8 millimètres. Un des trous occupe le centre; les quatre autres, rapprochés de la circonférence, sont équidistants, et séparés l'un de l'autre par un intervalle de 30 millimètres environ. Le trou central est réuni aux quatre trous de la circonférence par des entailles de 5 millimètres de large. Ces communications entre le trou du centre et ceux de la circonférence peuvent être interceptées par deux chevilles en fer, plantées dans des trous forés parallèlement au diamètre du cercle perpendiculaire à l'axe commun des deux poignées. Ces chevilles sont maintenues par leur force de ressort, quand elles ont été enfoncées avec force, ou par des écrous. Les arêtes des trous doivent être arrondies sur les deux faces de la clé.

Quand on veut hâter le travail, on doit avoir trois clés semblables :

4° Une clé à tourner de même forme que la précédente, avec cette différence que son disque n'est percé que de trois ouvertures, ayant chacune 12 millimètres de large, et isolées les unes des autres (*fig.* 2);

5° A peu près 80 planchettes carrées de 15 centimètres de côté, épaisses de 12 millimètres, et percées de quatre trous ronds disposés aux quatre angles d'un carré, ayant 6 millimètres de diamètre (*fig.* 3);

6° A peu près 90 planchettes semblables, également en bois dur, percées de trois trous ronds de 12 millimètres de diamètre, disposés aux trois angles d'un triangle équilatéral (*fig.* 4);

7° Un vase en fonte de 6 millimètres d'épaisseur, ayant 60 centimètres de longueur, 27 centimètres de largeur et 20 centimètres de profondeur, pesant environ 27 kilogrammes. Ce vase peut être également en tôle;

8° Quelques limes, pour rendre pointues les extrémités des fils, des pinces pour saisir, tordre et couper les fils de fer. On s'en sert pour entourer quelques parties du câble d'un fil de fer fin.

Confection des câbles. — Il faut avoir un espace couvert de 40 mètres de longueur au moins. Les fils de fer déroulés sont posés en ligne droite à côté les uns des autres, et leurs extrémités amincies à la lime. Quatre de ces fils sont passés à travers 30 à 40 planches percées de 4 trous, et à travers la clé à tourner n° 3, puis saisis par leurs extrémités amincies entre les mâchoires du gros étau fixé à l'une des extrémités du bâtiment. Les planches sont distribuées sur toute la longueur, à une distance de 1 mètre à 1m,32 environ les unes des autres, afin que les fils ne puissent pas se toucher. Sur toute la longueur on place des ouvriers, éloignés de 1m,75 à 3 mètres l'un de l'autre, lesquels tiennent les fils dans leurs mains, et les font tourner constamment à mesure que le travail avance. Pour la longueur de 38 mètres, il faut 10 ouvriers, qui peuvent être des enfants.

A l'extrémité du bâtiment opposée à celle où est fixé le gros étau, on place un ouvrier de confiance, chargé de tenir constamment écartés les uns des autres les fils à leur extrémité.

Il y a deux hommes à l'étau. L'un tourne la clé en fer, et à chaque tour il avance de 15 centimètres, en s'éloignant de l'étau fixe. Le second ouvrier, qui porte le petit étau à main, serre entre les mâchoires de celui-ci la portion de câble déjà faite, et l'empêche de se tordre davantage. Il avance son étau à main de 58 centimètres à chaque fois. A mesure que le tourneur s'éloigne de l'étau fixe, les planches sont poussées plus loin, et les ouvriers, devenus inutiles, vont à d'autres travaux. Toutes les fois que la clé fait un tour entier, les fils doivent être tournés d'une circonférence entière dans toute la longueur de l'atelier. En tournant ainsi ils ne subissent aucune torsion, celle-ci n'ayant lieu qu'en arrière de la clé. Quand le tourneur est arrivé à la fin, et a ainsi achevé un *toron* de quatre fils sur toute la longueur, ce toron est posé par terre.

Pendant ce temps, les ouvriers devenus inutiles ont commencé un second toron, avec une seconde clé.

On fabrique le second et le troisième torons de la même manière que le premier. Tous sont formés de quatre fils. L'un des trois doit être beaucoup plus long que les deux autres, et c'est ordinairement au dernier que l'on donne ainsi une plus grande longueur.

On réunit ensuite ces trois torons pour en former un câble.

A cet effet les extrémités de chaque toron sont passées dans les 90 planches percées de trois trous. La seconde clé à trois trous est placée après les planches, puis les trois torons sont saisis à leur extrémité par les mâchoires du gros étau.

La torsion s'opère par les mêmes ouvriers et de la même manière que pour les fils qui composent chaque toron, avec la seule différence que, dès que l'on a tordu 59 centimètres de longueur de câble, on ouvre les mâchoires du grand étau pour faire glisser en reculant la partie du câble déjà terminée. Pendant cette manœuvre tous les ouvriers se rapprochent de l'étau. Ensuite la portion du câble terminée est enroulée à mesure sur un cylindre qui a au moins 2m,70 de diamètre.

Dès que l'on a ainsi confectionné avec les trois torons un câble composé de douze fils, on procède au prolongement des torons.

Après plusieurs essais, M. Albert se détermina à ne faire dépendre que du frottement seul la liaison des fils au câble.

A cet effet, dès qu'un des fils approche de sa fin, un nouveau fil est passé dans les mêmes trous des planches, à côté du premier, de telle sorte que les bouts de ces deux fils se dépassent mutuellement sur une longueur de 1 mètre. Quand le tourneur arrive, en confectionnant le toron, vers l'origine du nouveau fil, il place celui-ci dans le trou central de la clé, et il engage sa pointe au milieu des quatre fils tordus dont se compose le toron. Il entoure ensuite, en ce point, le toron avec un fil de fer mince, qui fait quelques révolutions entières autour de lui, ce qui maintient en place l'extrémité du nouveau fil, et sert surtout à reconnaître ensuite la place où un des fils nouveaux a son origine; car, dans la confection du câble entier, on cherchera autant que possible à placer ce point dans l'intérieur. Cela fait, le tourneur avance comme à l'ordinaire de 50 centimètres au delà de l'extrémité du nouveau fil, de telle sorte que celui-ci reste toujours dans l'axe. Là, il ôte celle des deux chevilles qui sépare le trou central du trou de la circonférence où est passé l'ancien fil, qui est près de finir. Il amène celui-ci dans le trou central, et il pousse au contraire vers la circonférence le fil nouveau, après quoi il replace la cheville. En continuant ensuite à tourner, l'ancien fil se trouve aussi engagé par son extrémité sur une longueur de 50

centimètres dans l'axe du toron, qui est encore entouré de quelques circonvolutions de fil mince au point où finit le fil ancien.

La solidité de ce mode de liaison tient à ce que chaque fil isolé du câble entier ne reste à la surface que sur une longueur de 15 à 22 centimètres environ, et rentre ensuite dans l'intérieur, où il serait retenu par le frottement et la tension du câble, quand même il viendrait à se rompre à la surface.

En marquant avec un fil mince la place où finissent et commencent les fils, on peut répartir ces points à des distances égales dans le câble, ce qui peut arriver naturellement par suite de la longueur inégale des fils, ou bien on y pourvoit en en coupant quelques-uns avec la tenaille. On doit éviter, dans la confection du câble, d'avoir vis-à-vis l'une de l'autre des extrémités de fil sur les trois torons. Il ne faut jamais en avoir plus de deux.

Par le procédé qui vient d'être décrit on peut faire le câble aussi long que l'on veut.

Si la corderie a une longueur de 40 à 45 mètres, il faudra 13 ouvriers, qui ne demeureront jamais inoccupés, quand le travail sera bien distribué. Parmi eux, cinq ou six devront être des hommes travaillant avec réflexion; les autres pourront être des invalides ou des enfants Tout compris, les 13 ouvriers feront dans une heure 7 lachter, ou environ 15 mètres de câble.

Enduit du câble. — Le câble confectionné doit être recouvert d'un enduit gras tenace, et qui demeure flexible après le refroidissement. On peut employer pour cela le dépôt que l'on obtient en préparant les graisses pour les machines, de l'oing endurci, etc.; à défaut de semblables résidus, on pourra composer un oing avec 1/3 d'huile et 2/3 de colophonium ou de résine.

Le vase en fonte est rempli de cet enduit; on entretient au dessous un feu de charbon pour fondre l'oing, dans lequel on fait circuler le câble lentement, de manière qu'il s'échauffe dans la masse fondue, et que celle-ci puisse remplir tous les vides en expulsant l'air atmosphérique. Dans une heure et demie huit hommes peuvent enduire ainsi 100 lachter, environ 205 mètres de câble, ce qui consommera de 19 à 23 kilogrammes d'oing.

Anneau qui termine la corde ou poignée d'attache. — Parmi les différents moyens de lier la corde à la chaîne en fer à laquelle la tonne est suspendue, M. Albert a adopté le suivant (*fig.* 5) : L'extrémité du câble confectionné est chauffée jusqu'au rouge sombre sur une longueur de 20 centimètres seulement, et pliée ensuite autour d'une pièce en fer recourbée en fer à cheval, avec une gorge de

poulie sur le contour extérieur. Un anneau en fer forgé, large de 25 millimètres, qui a été passé d'avance le long du câble, est descendu de manière à embrasser à la fois la partie droite du câble et la partie recourbée jusqu'au fer à cheval contre lequel on pousse l'anneau avec force. Puis on recourbe isolément autour de l'anneau chacun des 12 fils, que l'on bat à froid sur le contour extérieur de cet anneau. Tout l'assemblage est ensuite entouré avec du fil de fer ou de bonne corde d'un petit diamètre, ou même on coule du plomb dessus, lorsqu'on veut le garantir complétement. Dans le fer à cheval on passe avant l'opération un anneau fermé, ou bien après l'opération un anneau ouvert, que l'on soude après coup. La partie du câble que l'on porte au rouge ne doit pas s'étendre au delà du point où s'étend l'anneau de fermeture.

Poids. — D'après un grand nombre d'essais, le poids d'un câble pareil est, sans enduit, sur une longueur de $208^m,10$, de $107^k,70$. Le mètre courant pèse en conséquence $0^k,806$ sans enduit. Comme l'enduit pèse $0^k,11$ par mètre courant, le poids d'un mètre enduit est de $0^k,916$.

Frais. — Les frais de confection d'un câble de 560 lachter de longueur se sont élevés, y compris l'enduit, les anneaux de fermeture, etc., à 220 thaler, savoir :

	Thaler.
Fil de fer.	171
Salaire des ouvriers employés à la confection. . . .	43
Graisse.	6
Total.	220

ou 9 gros 5 pfennings par lachter. Pour plus de sûreté je compte 12 gros.

Ce serait $0^f,787$ par mètre courant, si on admet 9 gros 5 pfennings, et $0^f,953$ en admettant 12 gros.

Résistance à la rupture.—Chaque fil isolé porte 516 kilogrammes d'après les essais de M. Albert ; les 12 fils portent en conséquence 6,198 kilogrammes. La résistance par millimètre carré est de 53 kilogrammes.

Le poids de deux tonnes de minerais qui sont extraites à la fois, est d'environ 516 kilogrammes.

Tambour. — Il est nécessaire que la courbure de la corde sur le tambour ne dépasse pas les limites de son élasticité. C'est pourquoi on ne peut la ployer sur des tambours d'un diamètre inférieur à $2^m,64$.

Les poulies placées sur les puits du Hartz ont 3m,52 de diamètre. Le poids, très-petit, d'un câble de cette espèce, permet d'augmenter considérablement le diamètre du tambour sur lequel il s'enveloppe, et de faire marcher ainsi la roue du baritel à eau plus lentement, ce qui a pour résultat une économie de force motrice. En donnant à chaque tambour une longueur de 1 mètre à 1m,20, on peut y envelopper plus de 416 mètres courants de câble, sans que les circonvolutions se recouvrent.

Procédés de fabrication suivis à Freyberg. — On s'empressa d'essayer à Freyberg un câble en fil de fer tiré de Clausthal, et le résultat de cet essai fut tellement avantageux, que le conseil des mines de Freyberg se détermina à établir sur les lieux une corderie pour la fabrication de câbles de ce genre. Les procédés de M. Albert reçurent des modifications importantes. L'annuaire des mines de Freyberg pour 1839 contient la description détaillée de la méthode de fabrication à laquelle on s'est arrêté.

On évite d'abord la discontinuité des fils de fer qui entrent dans la composition d'un même câble, en attachant les uns aux autres plusieurs fils, de manière à obtenir des fils d'une longueur suffisante pour former les torons et le câble. Pour cela, on chauffe sur une longueur de 16 centimètres environ les extrémités des fils de fer que l'on veut réunir; on applatit ces extrémités, et puis on juxtapose les fils de fer que l'on tresse ensemble sur une longueur totale de 50 centimètres environ, comme le représente la *fig.* 6, *Pl. XLI.* On obtient ainsi des fils isolés d'une longueur égale à celle qui est nécessaire pour former les torons et le câble. Cette longueur des fils doit dépasser de 5 à 5 1/4 pour cent la longueur du câble qu'on se propose de fabriquer.

Pour former ensuite un toron de quatre fils, on attache les extrémités supérieures des fils aux quatre crochets *a*, *a*, *a*, *a* de l'émérillon représenté dans les *fig.* 7, 8 et 9, *Pl. XLI.* L'axe de chacun de ces crochets traverse deux plaques carrées *bb*, *fig.* 7, et *cc*, *fig.* 9. Un petit axe *d* établi au point central du carré, porte une roue dentée, qui engrène avec quatre petites roues fixées sur les axes des quatre crochets, afin que la rotation de la manivelle *e* entraîne celle de tous les crochets. Les roues dentées sont placées dans l'intervalle compris entre les deux plaques. L'axe central *d* porte une roue à déclic, et un valet afin de prévenir au besoin le mouvement rétrograde des crochets. Les quatre extrémités inférieures des mêmes fils sont attachées au crochet de l'appareil représenté par les *fig.* 10, 11 et 12, qui est à l'autre extrémité de la corderie. Cet appareil est

porté sur des roulettes, afin de pouvoir se rapprocher du premier, à mesure que le commettage des fils, pour la formation du toron, avance. Dans l'intervalle les fils sont supportés par des tréteaux, *fig.* 13, distants entre eux d'environ 10 mètres; sur le dessus des tréteaux sont fixées des chevilles en bois qui tiennent les fils isolés les uns des autres. Ceux-ci portent d'ailleurs, non sur le bois, mais sur deux gros fils de fer placés transversalement.

Les fils ainsi tendus entre l'appareil à roulettes et l'appareil fixe, sur les supports uniformément répartis dans l'intervalle, sont placés dans les quatre trous de la planchette, *fig.* 15, que l'on pousse tout près de l'appareil à roulettes. On imprime alors un mouvement de rotation au crochet A de l'appareil à roulettes, ainsi qu'aux quatre crochets de l'appareil fixe. Pendant que les fils se commettent à partir du crochet de l'appareil à roulettes, un ouvrier maintient la planchette à 15 centimètres en avant du point où les fils sont tordus.

La manœuvre pour la fabrication d'un toron exige cinq ouvriers. L'un est l'appareil à roulettes, dit *knorrhacken*, un second à la manivelle de l'appareil fixe, dit *geschirr;* un troisième soutient la planchette et la maintient; un quatrième précède celui-ci et lui sert d'aide; enfin le cinquième retire les tréteaux à mesure que cela est nécessaire, et les reporte sous la portion du toron déjà fabriquée.

Pendant qu'on fabrique ainsi un toron, dix-sept ouvriers préparent les fils nécessaires pour un autre toron.

Le toron est de 1/400e plus court que chacun des fils qui le composent. Ainsi dans l'opération du commettage, l'appareil à roulettes s'avance de 1/400e de la longueur totale des fils.

On commet ensuite quatre torons pour former un câble de 16 fils. Cette opération se fait comme la première; les mêmes appareils fixes et à roulette sont employés. Seulement on se sert, au lieu de la planchette, *fig.* 14, de la clé à manches, *fig.* 14, qui est manœuvrée par deux hommes et maintenue à une distance de 30 centimètres, du point où les torons se réunissent. En avant de la clé, on place l'appareil, *fig.* 16, ayant la forme d'un cône tronqué, sur lequel sont pratiquées quatre rainures où se logent les torons. Ce dernier appareil est analogue au *toupin* des corderies.

Le câble fini est enroulé sur un tour, *fig.* 17. Il faut ensuite l'enduire pour le préserver de l'action de l'air humide. Pour cela, on place deux tours à une distance de 10 à 12 mètres l'un de l'autre; l'un de ces tours porte le câble neuf, et l'autre est destiné à recevoir le câble, après qu'il aura été enduit en passant dans une auge allongée, *fig.* 18, qui contient l'enduit liquéfié. On voit que le câble

est maintenu au fond de cette auge par un rouleau que l'on peut élever plus ou moins à l'aide de vis. On fait circuler lentement le câble dans l'enduit liquide, en ayant soin qu'il soit toujours recouvert de plusieurs *pouces* d'enduit bien liquéfié, pour que l'air soit expulsé et que l'enduit pénètre dans les espaces vides compris entre les fils. Cet enduit est composé de 2/3 de colophonium, 2/9es d'huile de lin et 1/9e de suif. Le poids de l'enduit qui adhère au câble est de 7/100es à 11/100es du poids de celui-ci.

Le fil employé à Freyberg, pour les câbles, a un diamètre de 3,1 à 3,3 millimètres.

Les câbles employés pour les baritels à eau, qui élèvent des tonnes contenant 10 à 12 cuveaux, sont toujours composés de 16 fils. Ceux dont on se sert pour les baritels à chevaux, qui élèvent des tonnes dont la capacité est de 10 cuveaux, sont composés de 12 fils, répartis en quatre torons, chacun de trois fils.

La charge d'un câble, portant une tonne de 10 cuveaux, est, en comprenant le poids de la tonne, de ses ferrures et accessoires, et de son contenu, de 14 à 16 quintaux (722 à 826 kilogrammes). La charge avec une tonne de 12 cuveaux est de 17 à 19 quintaux (877 à 980 kilogrammes). Le *lachter*, soit le double mètre courant de câble de 12 fils exige de 3℔,1 à 3℔,2 (1^{k},42 à 1^{k},50) de fil de fer. Le câble de 16 fils en exige de 3℔,9 4℔,1 (1^{k},84 à 1^{k},94). L'enduit pèse de 3/20es à 4/20es de livre par mètre courant, suivant que le câble est de 12 ou 16 fils.

Les fils de fer sont pliés sur des molettes ou des tambours, dont le diamètre n'est nulle part au dessous de 2^{m},60.

En 1841, sur 17 baritels à eau et 10 baritels à chevaux existant dans les mines des environs de Freyberg, 8 baritels à eau et 5 baritels à chevaux étaient pourvus de câbles en fil de fer, et l'on avait fabriqué dans la corderie, pendant les années 1837 et 1838, 12,207 mètres courants de ces câbles. Une expérience de six années avait complétement mis en évidence les grands avantages qu'ils ont sur ceux de chanvre dont on faisait précédemment usage. L'Annuaire de Freyberg pour 1841 contient une notice très-détaillée à ce sujet, qui fut adressée par ordre du conseil supérieur des mines à tous les *bergämter*, ou conseils des mines des districts dépendants de Freyberg. On y trouve les résultats suivants :

Les câbles en fil de fer de 12 fils, employés pour les baritels à chevaux, ont remplacé des câbles en chanvre de 288 fils de caret.

Les câbles de 16 fils ont remplacé, pour les baritels à eau, des câbles en chanvre de 336 fils de caret.

Poids comparatifs des câbles en fil de fer et en chanvre. — Les poids des câbles en fil de fer sont par mètre courant :

0k,804 pour le câble de 12 fils.
1k,024 pour le câble de 16 fils.

Les poids des câbles en chanvre sont par mètre courant :

4k,515 pour les câbles de 288 fils de caret.
5k,277 pour les câbles de 336 fils.

Les poids des câbles correspondants sont en conséquence dans les rapports de 1 à 0,3566 et de 1 à 0,3881.

Résistances absolues, prix et durées comparatives. — La force portante absolue (*tragkraft*) d'un fil de fer a varié, dans les expériences, de 422 kilogrammes à 446 kilogrammes, dont la moyenne est 434 kilogrammes.

En supposant la force portante des câbles proportionnelle au nombre des fils qui les composent, cette force serait de :

5208 kilogrammes pour les câbles de 12 fils.
6944 kilogrammes pour les câbles de 16 fils.

La force portante des câbles en chanvre neufs est de :

9288 kilogrammes pour les câbles de 288 fils de caret.
11,342 kilogrammes pour les câbles de 336 fils de caret.

Ainsi la force portante absolue des câbles en chanvre neufs dépasse celle des câbles en fil de fer qu'on leur a substitués, de 78 à 63 pour cent ; cependant toutes les expériences faites jusqu'ici s'accordent pour montrer que les câbles en fil de fer ont une durée au moins aussi longue que celle des câbles en chanvre. Ainsi donc la force portante des câbles en chanvre diminue beaucoup plus rapidement par l'usé que celle des câbles en fil de fer.

Un câble en fil de fer placé en 1835 sur un puits d'extraction, servi par un baritel à eau, a extrait jusqu'à la fin de 1838, en 3408 jours de travail, 81405 tonnes de minerais, et ce câble paraît en si bon état, qu'on doit présumer qu'il servira encore pendant une année entière. Le câble en chanvre, placé en même temps que le câble en fil de fer sur le même puits, a duré aussi longtemps que celui-ci. Mais on doit remarquer que le puits dont il s'agit est dans des circonstances très-favorables à la longue durée des câbles, tant à cause de la nature de l'air qui y circule que par suite de la lenteur du mouvement des tonnes. Dans le puits dit *Alte Elisabeth schacht*, dont l'in-

clinaison est de 59 à 45 degrés, les câbles en fil de fer ont fait également un excellent service. Il n'est pas douteux qu'ils n'aient une grande supériorité, pour la durée, sur les câbles en chanvre, dans des puits où circule un air vicié, et dans ceux où l'extraction peu considérable fait que les câbles restent exposés à l'air des puits, sans être en mouvement.

Le bon marché est la cause principale de la promptitude avec laquelle l'usage des câbles en fil de fer s'est répandu.

En 1838, on a fabriqué dans les ateliers de Freyberg 1476 mètres courants de câbles formés de 12 fils en 4 torons, et 5877 mètres courants de câbles formés de 16 fils en 4 torons.

Les prix ont été de :

1 fr. 90 c. pour le mètre courant de câble de 12 fils.
2 fr. 01 c. pour le mètre courant de câble de 16 fils.

Le prix du fil de fer a varié pendant l'année de 88 fr. 90 c. à 111 fr. les 100 kilogrammes.

Le mètre courant a exigé en fil de fer :

$0^k,805$ pour le câble de 12 fils.
$1^k,028$ pour le câble de 16 fils.

Les poids de l'enduit ont été respectivement de $0^k,08$ et $0^k,098$ par mètre courant.

Quantités comparatives de minerais extraites dans un temps donné. — Le remplacement des câbles en chanvre par les câbles en fil de fer a eu pour résultat un accroissement notable des quantités de minerais extraites, dans un temps donné, par les baritels à eau.

Ainsi, dans la mine dite Junge hohe Birke, l'on extrayait avec des câbles en chanvre, journellement :

De la galerie dite Tiefe fürsten stollen.	60 tonnes.
De la sixième galerie d'allongement.	28 »
De la septième *id.*	22 »

Actuellement avec des câbles en fil de fer, et la même dépense d'eau motrice, on extrait journellement :

De la galerie dite Tiefe fürsten stollen.	70 tonnes.
De la sixième galerie de niveau.	36 »
De la septième *id.*	30 »

Les profondeurs sont depuis l'orifice jusqu'à la Tiefe fürsten Stollen :

$85^m,08$ suivant l'inclinaison du filon.

ou

$83^m,16$ suivant la verticale.

jusqu'à la sixième galerie de niveau,

$312^m,10$ suivant l'inclinaison.

et

$310^m,06$ suivant la verticale.

jusqu'à la septième galerie :

$347^m,40$ suivant l'inclinaison.
$345^m,35$ verticalement.

Des augmentations de quantités extraites analogues, et croissantes avec la profondeur, ont été obtenues sur toutes les autres mines où l'on a substitué les câbles en fil de fer aux câbles en chanvre placés sur des baritels à eau. L'augmentation a été de 16 pour cent de l'extraction primitive au moins, pour des profondeurs comprises entre 80 et 100 mètres, et s'est élevée jusqu'à 50 pour cent, pour des profondeurs comprises entre 300 et 400 mètres.

Quant aux baritels à chevaux, les quantités de minerais extraites sont restées sensiblement, avec les câbles en fer, ce qu'elles étaient avec les câbles en chanvre. Cette différence dans les résultats s'explique facilement par le mode d'action des deux moteurs différents. Avec les dispositions des baritels à eau, on ne peut proportionner la quantité d'eau dépensée à chaque instant au moment des forces résistantes. On donne d'abord à la roue le volume d'eau nécessaire pour mettre les tonnes en mouvement, au point de départ, puis quand le mouvement devient trop rapide, on diminue l'ouverture qui verse l'eau sur la roue : presque toujours, une portion de l'eau motrice se perd par une vanne de décharge, parce que l'on n'a pas, dans la plupart des cas, de réservoir capable de la contenir jusqu'à ce que la course des deux tonnes en mouvement soit terminée. Il résulte évidemment de là que si l'on ne fait point usage de câbles plats s'enveloppant sur eux-mêmes ou de tambours coniques, les tonnes prendront, en dépensant le même volume d'eau, une plus grande vitesse à mesure que la résistance due au poids des câbles diminuera; ou bien, si on veut qu'elles conservent la même vitesse, il faudra perdre de l'eau.

Avec les baritels à chevaux, au contraire, l'effort des chevaux doit varier entre des limites d'autant plus étendues, dans l'ascension d'une tonne, que les câbles sont plus lourds; mais cette variation paraît

être plutôt avantageuse que défavorable à la quantité totale de travail journalière que peuvent développer les moteurs animés. Ce fait déjà connu, et mis en évidence par les observations que nous avons rapportées sur les effets des baritels à chevaux, est encore confirmé par les effets comparés des câbles en chanvre et en fil de fer appliqués à ces baritels. Non-seulement les quantités extraites n'ont point augmenté par la substitution des câbles en fil de fer moins lourds, aux anciens câbles en chanvre, lorsqu'on a laissé le même diamètre aux tambours; mais même en augmentant le diamètre de ces tambours, de manière à ce que les chevaux faisant le même effort, et marchant avec la même vitesse au point de départ, imprimassent une plus grande vitesse aux tonnes, la quotité de l'extraction journalière n'a pas augmenté d'une seule tonne.

Il résulte de ce qui précède que la substitution des câbles en fil de fer aux câbles en chanvre ne change rien aux proportions à donner aux baritels à chevaux, tandis que pour les baritels à eau, il convient d'augmenter soit le diamètre des tambours sur lesquels s'enveloppent les câbles, soit la capacité des tonnes, pour que dans les deux cas la vitesse de la roue hydraulique, restant la même, la quotité de l'extraction augmente par suite de la vitesse imprimée aux tonnes, ou par suite de l'augmentation de leur contenu.

Il est vraisemblable que les résultats que nous venons de rapporter, d'après l'*Annuaire* de Freyberg, se rapportent à des câbles fabriqués avec des fils de fer non recuits, et employés tels qu'ils sortent de la fabrique, puisque le contraire n'est point dit dans la notice à ce sujet, et que d'ailleurs la force portante absolue est de 55 kilogr. environ par millimètre carré, d'après les expériences citées.

Emploi des câbles en fil de fer dans le district houiller d'Essen et de Werden (Prusse). — On a subtitué des câbles en fil de fer aux câbles en chanvre, sur beaucoup de puits des mines de houille du district d'Essen et de Werden (Prusse). On y a fait usage de câbles en fil de fer recuit, et en fil non recuit. Il résulte des observations recueillies par M. Klotz, et publiées dans les *Archives* de M. Karsten et dans les *Annales des mines*, 3e série, t. XIX, p. 185, que pour l'extraction de 100 scheffels de houille (environ 5000 kilogrammes) de puits de 80 à 160 mètres de profondeur, la dépense en câbles d'extraction s'élevait de 0f,50 à 0f,57, avec des câbles en chanvre, suivant que ces câbles étaient fournis par un entrepreneur, ou achetés directement par les propriétaires des houillères, que cette dépense a été réduite à 0f,1135 quand on a fait usage de câbles en fil de fer recuit, et à 0f,051, en faisant usage de câbles en fil de fer non recuit; la différence entre les

câbles en fil recuit et non recuit provient de la plus grande résistance absolue des fils de fer non recuits, ce qui permet d'y employer beaucoup moins de matière pour supporter une charge donnée. Aussi les câbles en fil de fer non recuit sont-ils composés de 12 à 18 fils, tandis que ceux en fil recuit ont jusqu'à 72 et 108 fils. Il résulte de là qu'il y a un grand avantage, sous le rapport de l'économie, à faire usage de fils non recuits; mais si les tonnes qui servent à l'extraction des minerais devaient également servir à descendre et à remonter les ouvriers, il vaudrait peut-être mieux faire usage de fils recuits, qui sont plus ductiles, et offrent une résistance vive à la rupture beaucoup plus considérable que les fils non recuits : on devrait sacrifier ici l'économie à la sûreté des ouvriers.

Fabrication et emploi des câbles en fil de fer dans le district houiller de la Worm, près d'Aix-la-Chapelle. Câbles avec des âmes en chanvre. — Dans le district houiller de la Worm, près Aix-la-Chapelle, on a également remplacé les câbles en chanvre par des câbles en fil de fer. Ceux-ci sont fabriqués par des procédés et des appareils analogues à ceux de Freyberg, avec cette différence que chaque toron, composé de 4 à 7 fils, a souvent une âme en chanvre goudronné de l'épaisseur d'une forte ficelle (*starker bindfaden*), et que l'on place une âme en chanvre goudronné un peu plus forte dans l'axe du câble formé de 3 à 6 torons. On se sert pour commettre, tant les fils pour composer les torons que les torons pour composer les câbles, du cône tronqué représenté *fig.* 16, *Pl. LXI*, lequel est percé dans son axe d'un trou pour laisser passer l'âme. Celle-ci est attachée par son extrémité antérieure à un même crochet avec les extrémités des fils ou des torons, mais sa seconde extrémité est libre, et elle est soutenue par un ouvrier qui, en marchant à reculons, précède celui qui tient le *toupin* : cet ouvrier a soin de maintenir l'âme entre les fils ou les torons que l'on commet, et dont les extrémités postérieures sont attachées à autant de crochets, disposés sur une circonférence de cercle, et recevant chacun un mouvement de rotation sur son axe d'une roue centrale ou d'un autre mécanisme. On a également essayé dans le même district de substituer aux âmes en chanvre, un gros fil de fer autour duquel serpentent les fils ou torons qui l'enveloppent; enfin on y a fabriqué des câbles sans aucune espèce d'âme. Il paraîtrait que la bonne fabrication a bien plus d'importance pour la durée et le bon service du câble que la nature de l'âme, ou même l'absence de toute espèce d'âme. Toutefois M. Feldmann, qui a publié un mémoire à ce sujet dans le t. XVIII de l'*Archiv* de Karsten, semble préférer les câbles ronds avec âme en chanvre goudronné, qui ont définitivement prévalu.

Dans le district de la Worm, on extrait de puits verticaux de 100 lachter (208 mètres) de profondeur, des tonnes qui pèsent vides de 200 à 300 kilogrammes, et sont chargées ordinairement de 10 scheffels de houille, pesant 1300℔, poids de Cologne, ou 608 kilogrammes. Les câbles employés sont formés de fils non recuits de $3^{mill.}$,3 ou de $1^{mill.}$,90 de diamètre. Dans le premier cas, le cable est composé de 3 torons de 7 fils chacun, et dans le second, de 6 torons de 7 fils chacun. Leur poids est de $1^{kil.}$,23 à $1^{kil.}$,40 par mètre courant; leur diamètre de 22 à 24 millimètres. Ils reviennent à 1^{f},10 ou 1^{f},20 par mètre courant. Ils se plient sur des molettes de 1^{m},25 à 1^{m},60, et sur des tambours de 2^{m},50 à 4 mètres de diamètre. Leur durée varie de 18 à 24 mois, lorsqu'ils sont bien fabriqués et bien entretenus, que les puits sont verticaux, les tonnes bien guidées, et que leur vitesse ne dépasse pas 1 mètre par seconde. La quantité totale de houille extraite par un câble de 100 lachter, peut être évaluée de 20,000 à 30,000 tonnes de 1000 kil. Pour les préserver de la rouille, on enduit les câbles tous les trois mois avec du goudron de houille, ou, ce qui vaut encore mieux, avec un composé d'huile de lin, de suif, et de graphite. La tonne est suspendue au câble par un bout de chaine en fer (*zwiefselkette*), terminée en haut par un étrier et un anneau dont le contour, creusé en forme de poulie, est entouré par le câble, dont l'extrémité repliée s'enveloppe autour de la partie supérieure et s'entrelace avec elle. La *fig.* 4, *Pl. XXXVIII*, représente cette disposition. Les câbles en fil de fer sont épissés, au besoin, de la même manière que les câbles en chanvre. Les torons des bouts que l'on veut réunir ensemble sont détordus sur une longueur de 0^{m},60, et entrelacés dans les parties non détordues des câbles, au moyen d'une pointe en fer. L'épissure forme ainsi dans le câble raccommodé un renflement dont la longueur totale est d'environ 1^{m},20. Suivant M. Feldmann, les câbles ronds en fil de fer sont d'un mauvais usage dans les puits où les tonnes sont mues avec une grande vitesse, 1^{m},60 à 2 mètres par seconde, ainsi que sur les plans inclinés (*bremswerke*), où l'on arrête assez brusquement le mouvement par le moyen de freins. Dans ce cas, les chocs détruisent bientôt les câbles qui ne présentent pas une résistance suffisante.

Fabrication des cables plats en fil de fer. — On a fabriqué, dans le même district, sur la mine de houille de Gouley, un câble plat en fil de fer. Il est composé de 6 câbles ronds, dont chacun est lui-même formé de 4 torons de 7 fils du numéro 16. Chaque toron a une âme en chanvre non goudronné, et une âme semblable est interposée entre les torons, lors de la commissure du câble. Les 6 câbles ronds

sont étendus l'un à côté de l'autre sur le banc, *fig.* 5, 6 et 7 *Pl. XXXVIII*, et placés comme dans la confection des câbles plats en chanvre, de façon à ce que la torsion soit toujours de sens inverse dans deux câbles contigus. Ils sont ensuite reliés par une petite corde en fil de fer tressé qui les traverse tous (1).

Les *fig.* 5, 6 et 7 représentent le banc sur lequel on coud les câbles plats, qui est du reste absolument semblable à ceux qui servent à la fabrication des câbles plats en chanvre. La *fig.* 5 est un plan horizontal, la *fig.* 6 une projection verticale suivant CD, et la figure 7 une section verticale suivant AB. Dans le milieu d'un banc en bois très-épais, solidement assis et fixé au sol par ses supports, est enchassée une plaque de fer longitudinale *a*,*a* de 0m,013 d'épaisseur et 0m,131 de largeur. Vers les deux extrémités de cette plaque sont des coulisses formées de deux pièces de fer courbées en secteurs et creusées intérieurement en gorge de poulie, comme l'indique la section *fig.* 7. L'une d'elles est fixée au banc; l'autre peut être rapprochée au moyen d'une vis de pression. Une forte plaque de bois recouvre le système des coulisses et est serrée par deux boulons à vis. *e* et *f* sont les aiguilles en acier qui servent à percer les câbles juxtaposés, pour l'introduction du fil qui doit les réunir : elles sont établies sur le banc, dans un plan parfaitement horizontal et à une hauteur telle que les pointes en acier correspondent exactement au milieu de l'épaisseur du câble. Leur manche porte une vis à filets carrés engagée dans un écrou en laiton, dans lequel on l'enfonce en agissant sur la manivelle *m*. L'écrou a au moins 0m,07 de large, et en outre le manche est encore guidé par un œil dans lequel il passe et qui est placé à l'extrémité du support. Tout ce système est monté sur un support fixé au banc par un axe vertical en fer, autour duquel il peut pivoter. L'arrière de ce support présente une entaille circulaire; on peut ainsi faire varier l'inclinaison de l'axe de l'aiguille sur l'axe du câble, et fixer l'aiguille dans la position jugée convenable au moyen d'une vis de pression. Les leviers *i* et *k* attachés aux côtés du banc servent à tirer le fil, après qu'il a traversé le câble.

Pour fabriquer le câble plat, on étend sur la table les extrémités des six cables ronds qui sont enveloppés sur un grand cylindre; on

(1) Le texte du mémoire allemand de M. Feldmann dit que cette corde est formée de 22 fils de fer du no 22 tordus ensemble. Le diamètre des fils n'est point indiqué; il y a sans doute une faute d'impression, et c'est peut-être 2 fils de fer qu'il faut lire au lieu de 22. Les numéros par lesquels sont désignés les fils de fer, n'ont pas la même signification dans la Prusse rhénane que dans les tréfileries françaises.

les allonge les unes à côté des autres sur la plaque en fer, où elles sont maintenues par les secteurs en fer *bb*, et les couvercles en bois *d*, dans une position invariable. On enfonce l'une des aiguilles à travers le câble; on passe dans l'ouverture la petite corde en fil de fer qui est enfilée à cet effet dans l'œil d'une broche. On tire cette petite corde, on la tend fortement en la tournant trois ou quatre fois autour d'un des leviers *i* ou *k*, et tirant dessus à l'aide de ce levier. On fait avancer le câble sur le banc, jusqu'à ce que la pointe de l'aiguille opposée arrive un peu au delà du point où la corde de couture est ressortie. On enfonce alors cette seconde aiguille, et on continue de la même manière, en enroulant à fur et mesure le câble cousu sur une grande bobine destinée à le recevoir.

Prix des câbles plats, de la mine de Gouley. — Le câble plat, fabriqué sur la mine de Gouley, a exigé en matériaux et main-d'œuvre :

	fr.	c.
La fabrication des 6 câbles ronds a exigé 35 journées à 12 silbergros (1^f,484)	51	94
Chanvre pour les âmes des câbles ronds, 105 ℔ à 8 silbergros (49k.11 à 2^f,116)	103	92
1916 ℔ de fil de fer à 3 silbergros 1/2 (896^k,11 à 0^f,926). .	829	80
Main-d'œuvre pour la fabrication de la corde à coudre les câbles, 2 journées à 1^f,484	2	97
Fil de fer pour cette corde, 60 ℔ à 5 silbergros 1/3 (28^k,06 à 1^f,41).	39	56
Pour la réunion des 6 câbles ronds en un câble plat, on a employé 53 journées à 1^f,484 et 1 journée à 1^f,24, ensemble.	79	79
Total.	1107	98

Le câble entier a une longueur de 140 lachter (291^m,20) et pèse 2081 ℔. ($973^{kil.}$28). Par mètre courant, le poids est de $3^{kil.}$,545, et le prix de revient de 3 fr. 80 c.

Ces câbles s'enveloppent dans des bobines, comme les câbles plats en chanvre. La tonne y est aussi suspendue de la même manière. Les molettes de la mine de Gouley ont environ 1^m,60 de diamètre. Les tonnes pèsent vides 600 ℔. ($280^{kil.}$,62), et pleines 1900 ℔. ($888^{kil.}$,63). Elles circulent dans le puits avec une vitesse de 1^m,50 à 1^m,70 par seconde. On avait extrait, avec le câble plat, au mois de janvier 1844, 500,000 quintaux (poids de Cologne), soit 25,000 tonnes de 1000 kilogr., dont la plus grande partie de 239 mètres, et le

reste de 162 mètres de profondeur. Le câble était en place depuis environ vingt mois; il n'était aucunement endommagé. Dans les mines de houille de cette partie de la Belgique (les environs de Rolduc), l'usage des câbles plats en fil de fer est assez répandu. Les ouvriers montent et descendent dans les tonnes suspendues à ces câbles.

Cordes en fil de fer employées pour des tours à bras. — On se sert aussi, dans le district de la Worm, de cordes en fil de fer, pour l'extraction à l'aide de tours à bras placés au haut de vallées ou puits inclinés intérieurs, ainsi que pour le creusement de puits verticaux. Dans la mine de Sichelscheid où les vases ne sont chargés que de 200 kilogrammes de houille, et circulent dans des puits de 30 mètres environ de longueur, inclinés de 25 degrés à l'horizon, on emploie des câbles formés de trois torons chacun de six fils du n° 15 avec âmes en chanvre, et qui s'enveloppent sur un tour dont le diamètre est de 14 pouces (0m,366).

A la mine de Langenberg on a fait usage, pour le creusement d'un puits vertical, qui était arrivé en janvier 1844 à la profondeur de 70 lachter (145m,60), de câbles en fil de fer de 19millim.,6 de diamètre, composés de 20 fils du n° 13 (distribués probablement en 4 torons de 5 fils chacun), et qui s'enveloppent sur un tour de 33 pouces (0m,863) de diamètre.

L'usage des câbles en fil de fer commence à se répandre en France; on s'en sert sur les carrières d'ardoises des environs d'Angers, et sur plusieurs puits d'extraction des mines de houille des environs de Saint-Étienne. Quelques fabriques de ces câbles ont été créées à Montataire (Oise), dans les environs d'Angers, et à Condrieu (Rhône). Il paraît que l'on a trouvé l'addition d'*âmes* en chanvre dans les torons et le câble généralement avantageuse. Les câbles présentent ainsi un plus grand diamètre extérieur, et sont, dit-on, plus flexibles. Les *âmes* en chanvre n'ajoutent certainement rien à la force portante du câble. Si elles sont réellement utiles, cela tient probablement à ce qu'elles permettent de donner aux fils de fer une moindre torsion.

Balances d'eau. — Dans les mines peu profondes, et qui sont asséchées par une galerie d'écoulement, on peut utiliser pour l'extraction les cours d'eau qui coulent au niveau de l'orifice du puits, au moyen des machines dites *balances d'eau*. La *Pl. XLII* représente une balance d'eau établie sur une mine de houille de Merthyr-Tydwill dans le sud du pays de Galles. La *fig.* 1 est la projection horizontale de la machine. La *fig.* 2 représente, dans la partie à gauche, une section verticale par un plan perpendiculaire au milieu de l'axe de la poulie, et dans la partie à droite, une projection de la machine sur un plan

vertical parallèle au plan de la poulie. La *fig.* 3 est une projection sur un plan vertical parallèle à l'axe de la poulie. La *fig.* 4 est un plan du plateau circulaire évidé, sur lequel se placent les chariots. La *fig.* 5 est la projection horizontale du châssis par lequel les bassins de la balance d'eau sont suspendus aux extrémités de la chaîne en fer forgé qui passe sur la molette. Les mêmes objets sont désignés sur toutes ces figures par les mêmes lettres.

AB est une plaque rectangulaire en fonte qui recouvre le puits, de forme également rectangulaire. Dans cette plaque sont ménagées deux ouvertures circulaires CD, qui représentent les orifices de deux puits circulaires placés l'un à côté de l'autre. Au dessus de cette plaque est le bâti en fer fondu qui supporte une molette placée de façon que les deux tangentes aux extrémités de son diamètre horizontal soient sur le prolongement des axes des ouvertures circulaires représentant deux puits d'extraction contigus. Ce bâti consiste en un châssis rectangulaire horizontal appuyé sur six supports inclinés. Les montants du châssis et les supports correspondants sont réunis par des entretoises E,E... aussi en fonte de fer, que l'on voit dans les *fig.* 1, 2 et 3.

Une forte chaîne en fer passe sur la molette P. A ses deux extrémités sont attachés deux bassins cylindriques, dont le diamètre extérieur est seulement un peu plus petit que celui des ouvertures circulaires CD.

Chacun de ces bassins est muni d'une soupape de fond *u*, par laquelle il peut être vidé d'eau. Un système de rails *r* et *r'* est posé sur ses bords supérieurs, pour recevoir les waggons qui circulent dans la mine et sont ensuite élevés au jour.

FGHK, *fig.* 2, représente un de ces bassins arrivé à l'orifice du puits. Afin de laisser voir la soupape *u*, on a enlevé dans la figure, par une déchirure, la partie du contour du bassin, qui est tournée vers le plan de projection. On voit, *fig.* 2 et 4, les deux rails *r*,*r'* et le verrou *o* par le moyen duquel on fixe le bassin arrivé à l'orifice du puits dans une position déterminée.

S est une tige ou une chaîne tendue verticalement dans le puits, et passant dans un fourreau M attaché au fond du bassin. Elle est amarrée par son extrémité inférieure au fond du puits, et par son extrémité supérieure au châssis rectangulaire qui supporte la molette. Elle est destinée à guider le bassin, à l'empêcher de tourner sur son axe et de balloter, pendant son mouvement d'ascension ou de descente. Une seule tige suffit évidemment pour guider chaque bassin.

m est une poulie sur laquelle passe une petite chaîne qui se rattache par ses extrémités aux bouts des leviers *l* des soupapes. L'ou-

vrier machiniste peut, au moyen de cette chaîne, soulever l'une ou l'autre soupape, lorsque le bassin est arrivé au fond du puits. A côté de la grande poulie P et sur le même axe est un cylindre R, sur lequel agit le frein représenté dans les *fig.* 1, 2 et 3. Le levier de ce frein est attaché à une chaîne sans fin articulée, pliée sur un rouleau fixé sur l'axe d'un petit treuil posé sur le sol. Le machiniste serre ou desserre le frein en agissant sur les rayons de la roue 1.

T T est le conduit en fonte qui amène les eaux motrices à l'orifice du puits. Un réservoir d'air, représenté *fig.* 3, est adapté à ce tuyau. Il se termine par une caisse fermée, au fond de laquelle sont adaptés deux clapets-vannes V, *fig.* 2 ; au dessous des clapets, deux tuyaux coniques à axe vertical X,X conduisent les eaux dans l'un ou l'autre des deux bassins. *x* et *y* sont les leviers au moyen desquels on ouvre et ferme les deux clapets. *k* est une chaîne destinée à maintenir le chariot en place sur le disque supérieur du bassin.

Le jeu de cette machine est fort simple. La longueur de la chaîne, passant sur la grande molette, est déterminée de telle façon, que lorsque l'un des bassins arrive au fond du puits, l'autre soit justement au niveau de la surface. Le bassin rempli d'eau repose alors, au fond du puits, sur les bords d'une fosse circulaire destinés à le recevoir ; le disque supérieur à ce bassin est au niveau de la galerie de roulage; les rails placés sur ce disque sont en ligne avec ceux des voies par lesquelles les waggons vides sont ramenés vers les chantiers ou tailles du fond. En même temps, le disque du bassin arrivé au jour est au niveau du sol, et les rails sont alignés avec ceux de la voie que les waggons pleins arrivés au jour doivent parcourir pour se rendre au lieu de dépôt.

Lors donc que l'un des bassins rempli d'eau est arrivé au bas du puits, on pousse le waggon vide porté par ce bassin sur la voie souterraine, et on le remplace par un waggon plein qui arrive par la même voie, ou par le prolongement de cette voie à l'autre extrémité du diamètre du puits. En même temps, les ouvriers du jour ont poussé le waggon plein sur les rails de la voie de roulage établie à la surface, et l'ont remplacé par un waggon vide. Dès que le waggon plein a remplacé le waggon vide au bas du puits, le machiniste a ouvert la soupape du bassin situé au fond, pour qu'il se vidât d'eau. Cette eau s'écoule par la galerie d'écoulement avec laquelle le fond de la fosse circulaire doit être en communication. Lorsque tout est prêt, le même machiniste desserre le frein, retire le verrou o, et laisse arriver l'eau dans le bassin arrivé au jour, jusqu'à ce que le système commence à prendre du mouvement. Il ferme alors le clapet, et mo-

dère la vitesse en serrant le frein, à mesure que la chaîne passant du côté du waggon vide tend à accélérer le mouvement. Cette manœuvre se répète, chaque fois qu'un waggon plein de minerai arrive au jour sur un bassin vide d'eau, en même temps qu'un waggon vide de minerai arrive au bas du puits sur un bassin contenant une quantité d'eau suffisante.

L'inconvénient de la balance d'eau, sous le rapport de l'économie de la force motrice, c'est que le poids de l'eau versée dans le bassin qui porte le waggon vide descendant doit être suffisant pour surmonter non-seulement le poids du contenu du waggon plein, et les frottements du système partant du repos, mais encore le poids toujours considérable de la forte chaîne en fer qui passe sur la molette. On dépense donc un poids d'eau plus considérable que le poids à élever, et l'on est obligé de modérer ensuite, au moyen du frein, la vitesse du système. Il y a, sur quelques houillères du sud du pays de Galles, des balances d'eau, construites d'ailleurs de la même manière que celle qui est représentée *Pl. XLII*, mais dans lesquelles on a ajouté un second câble en fer suspendu par ses deux extrémités au dessous des deux bassins, et formant ainsi avec le câble plié sur la grande molette, une chaîne sans fin, dans laquelle les bassins sont interposés. Cette chaîne en fer circule, au bas du puits, dans une excavation ménagée au dessous du niveau du sol des galeries et des cavités cylindriques qui reçoivent les bassins. Si elle est d'un poids égal à celui de la chaîne principale, elle équilibre constamment celle-ci, et le poids de l'eau motrice n'a plus à surmonter que le poids du minerai et les frottements. On élève ordinairement avec les balances d'eau, dans le pays de Galles, des waggons qui contiennent 1000 kilogrammes de houille environ. Le waggon vide, avec ses roues, pèse à peu près 300 kilogrammes. Si on ajoute à cela le poids des bassins destinés à contenir l'eau et celui du câble en fer, on verra que l'essieu de la molette est chargé d'un poids considérable, pour peu que le puits ait de profondeur, et doit avoir par conséquent un grand diamètre. C'est là le seul désavantage de ces machines d'ailleurs très-simples, et au demeurant les meilleures possible, sous le rapport de l'économie de la force motrice, quand elles sont construites avec soin et placées sur des puits peu profonds. Ceux où on les emploie, dans le pays de Galles, n'ont guère plus de 15 à 20 mètres.

Dispositions des balances d'eau, lorsque les voies du fond sont inférieures au niveau de la galerie d'écoulement. — Les balances d'eau ne sont usitées, dans ce pays, que pour l'extraction des minerais exploités à un niveau supérieur à la galerie d'écoulement. Il

serait possible, au moyen de modifications très-simples, d'utiliser la chute d'eau depuis la surface jusqu'au niveau de cette galerie, pour l'extraction des minerais à des niveaux inférieurs. Voici l'une des dispositions dont on pourrait faire usage. Sur le puits d'extraction, on placerait une molette portant le câble aux extrémités duquel seraient suspendus les planchers ou plates-formes portant un système de rails sur lesquels on placerait les waggons plein et vide, ou les tonnes d'extraction. L'arbre de la molette se prolongerait d'un côté au delà du palier, et se lierait, par le moyen d'un manchon, avec un autre arbre en fonte ou en fer, qui irait rejoindre la machine à *balance d'eau*. Celle-ci serait installée sur un autre puits, foncé jusqu'au niveau de la galerie d'écoulement. L'essieu de la grande poulie de la machine se lierait à l'arbre de la transmission par un autre manchon, ou une griffe. Les diamètres des molettes de la balance d'eau et du puits d'extraction devraient être entre eux dans le rapport inverse des profondeurs respectives des puits sur lesquels ces molettes seraient placées, afin que les bassins de la balance d'eau et les tonnes d'extraction arrivassent simultanément aux limites de leurs courses. On peut, au lieu de faire varier les diamètres des molettes, employer des engrenages pour transmettre le mouvement, ou combiner les deux moyens. Les balances d'eau nous paraissent pouvoir être employées avantageusement, toutes les fois que la profondeur du puits d'extraction ne sera pas beaucoup plus grande que celle de la galerie d'écoulement. Il sera facile, dans tous les cas, de s'assurer si le volume du cours d'eau que l'on a à sa disposition est suffisant, pour le poids des minerais que l'on aura à extraire.

Moyens d'utiliser la descente des remblais pour l'extraction des minerais. — Dans les mines où l'on introduit des remblais, pour remplir les excavations, l'idée d'utiliser le puids des remblais descendants pour l'extraction des minerais, au moyen d'appareils semblables aux balances d'eau, ou même de simples baritels pourvus de freins puissants, se présente naturellement à l'esprit. En suspendant aux extrémités de la chaîne de l'appareil représenté dans la *Pl. XLII* de simples plates-formes, le poids d'un waggon convenablement rempli de terres placé sur l'une, ferait remonter un waggon rempli de minerais placé sur l'autre. C'est ainsi qu'aux mines de mercure d'Almaden, les matériaux introduits dans la mine pour la construction des piliers en maçonnerie sont placés dans les tonnes descendantes et font équilibre au poids des minerais extraits. Dans les mines exploitées régulièrement par la méthode des remblais rap-

portés de l'extérieur, il y aurait surtout avantage à ne pas perdre le travail moteur considérable dû à la descente des remblais. Mais l'organisation du double transport simultané des remblais et des minerais à l'intérieur et à la surface présente des difficultés telles, que, dans les mines ainsi exploitées, j'ai vu presque toujours jeter les remblais par un puits spécialement destiné à cet usage, au lieu de les utiliser pour l'extraction. C'est de cette manière que l'on procédait dans les mines de houille du Creuzot et de Decazeville. On peut cependant disposer les chantiers d'exploitation et les voies de roulage souterraines de manière à utiliser la chute des remblais, sans restreindre la quotité de l'extraction journalière. Il faudra, pour cela, avoir des chariots distincts pour les remblais et pour les minerais; et si l'extraction est fort active, il faudra aussi que ces chariots circulent sur des voies distinctes souterrainement et au jour. La machine d'extraction devra élever à la fois un chariot chargé de minerais, et un chariot *à remblais* vide, tandis qu'un chariot à remblais plein et un chariot à minerais vide descendront de l'autre côté. Le bassin de la balance d'eau de la *Pl. XLII* sera donc remplacé par une seconde plate-forme portant deux bouts de rails, et séparée de la première par un intervalle suffisant pour qu'un chariot de l'un ou de l'autre genre puisse s'y loger. La charpente portant la poulie P devra être assez élevée pour que la plate-forme inférieure puisse venir affleurer le sol, et le puits vertical devra être suffisamment approfondi au dessous du sol des voies de roulage souterraines, pour que la case inférieure puisse se loger dans cette cavité, et que la plate-forme supérieure vienne au niveau de la voie. Cela posé, supposons que le système des deux plates-formes ascendantes soit chargé d'un waggon plein de minerais placé sur la plate-forme supérieure, et d'un waggon à remblais vide placé au dessous, tandis que le système des plates-formes descendantes portera un waggon à minerais vide sur la plate-forme inférieure, et au dessus un waggon plein de remblais. Lorsque la plate-forme portant le waggon plein de minerais arrivera au jour, la plate-forme portant le waggon à minerais vide sera au niveau des voies des galeries souterraines. On arrêtera, par l'action du frein, le système dans cette position : on poussera le waggon plein de minerais sur la voie de roulage de la surface, le waggon vide sur la voie de roulage souterraine, et on les remplacera, le premier par un waggon plein de remblais, le second par un waggon à remblais vide. Desserrant ensuite le frein, le poids de la chaîne qui sera du côté des plates-formes descendantes pourra suffire pour entraîner le système dans le même sens, bien que le wag-

gon plein de minerais ait été remplacé par un waggon plein de remblais d'un poids plus considérable. On arrêtera le système dans la position où, le waggon à remblais vide étant arrivé au niveau des voies de la surface, le waggon plein de remblais se trouve au niveau des voies du fonds. (Ce sera la limite de l'excursion de la machine.) Poussant ces waggons sur les voies qui leur correspondent respectivement, on remplacera celui du jour par un waggon à minerais vide, et celui du fond par un waggon plein de minerais. Rendant ensuite au système la liberté de se mouvoir, le poids des remblais placés sur la plate-forme supérieure déterminera un mouvement en sens contraire de celui qui avait lieu précédemment, et la manœuvre se continuera de la même manière. Il n'y aura pas de difficulté, en ce qui concerne la circulation dans le puits, pourvu que le poids des remblais et des minerais contenus dans les chariots, et le poids du câble soient convenablement réglés. Il est facile de voir que si l'on désigne par q le poids des minerais, par Q celui des remblais, par p le poids du câble sur une longueur égale à la profondeur du puits, par F l'intensité des frottements du système rapportés à l'extrémité du rayon de la poulie, il faudra, pour la manœuvre décrite ci-dessus, que l'on ait à la fois $q + p > Q + F$ et $Q > q + F$, d'où l'on conclut que le poids p du câble doit être plus grand que 2F. Il faudra pour que la circulation ne soit point interrompue, que les ateliers de transport soient organisés au jour et dans le fond, de manière à ce qu'un waggon à minerais vide et un waggon plein de remblais arrivent à la fois à l'orifice du puits, en même temps qu'un waggon à remblais vide et un waggon chargé de minerais arriveront au fond. Cela exigera généralement que les voies de roulage soient doubles. Pour éviter les croisements de voies, on pourra entourer l'orifice du puits d'un plancher uni en fonte auquel aboutiront les voies de fer, et couvrir d'un semblable plancher la chambre pratiquée au bas du puits, dans laquelle débouchent les galeries souterraines. Les croisements de voie et la manœuvre des aiguilles occasionneraient en effet des embarras que l'on évite en faisant rouler les chariots sur des aires unies en fonte de fer. Afin que le transport souterrain et la mise en place des remblais ne troublent pas l'exploitation proprement dite, on devra généralement diviser la mine en quartiers distincts dont les uns seront remblayés, tandis que les autres fourniront les minerais extraits. Si une voie horizontale de roulage se prolonge des deux côtés du puits d'extraction, au Nord et au Sud par exemple on n'exploitera que dans la région nord, tandis qu'on remblayera les excavations faites antérieurement dans la région sud, et

vice versâ; les ateliers et les voies de transport des remblais seront ainsi distincts des chantiers d'exploitation et des voies de roulage des minerais, et l'on n'éprouvera d'autre difficulté que celle qui naît de la nécessité d'avoir un nombre égal d'arrivages simultanés de waggons de minerais et de waggons de remblais à l'orifice et au fond du puits.

Plans inclinés avec balances d'eau. — Le poids de l'eau, ou le poids de remblais introduits dans les mines, peuvent être aussi utilisés pour faire monter des minerais sur des plans inclinés établis dans des vallées souterraines aboutissant au jour. Dans l'une des mines de houille de la Grand-Combe (Gard), le directeur de l'exploitation M. Thibaudet a commencé à utiliser ainsi, pour l'extraction de la houille, la descente des remblais sur une voie de fer établie dans une galerie inclinée. L'appareil qu'il a construit a quelque analogie avec le plan incliné automoteur de la carrière de pierres du Bas-Meudon, représenté *Pl. XXXII*. En Styrie, on a établi au jour plusieurs plans inclinés, avec balances d'eau, pour élever les minerais de fer d'un niveau à un niveau supérieur. Les *Pl. XLIII* (*a*), *XLIII* (*b*) et *XLIII* (*c*) représentent l'un de ces plans inclinés qui ont été construits par M. l'ingénieur Dulnigg. Ce plan, construit sur le flanc occidental de l'Erzberg, a 125 mètres de longueur et une pente de 30 degrés. Deux autres plans inclinés semblables, ayant l'un 192 et l'autre 254 mètres de longueur, et des pentes de 30 à 33 degrés, font partie du grand système de chemins de fer établis pour l'approvisionnement des usines à fer de Vordernberg en minerai de l'Erzberg. La *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*a*) et la *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*b*) représentent en projection verticale et en projection horizontale la tête du plan incliné, le mode de déchargement du chariot et le cabestan horizontal à tambours coniques sur lequel s'enveloppent les câbles. Les *fig.* 1 et 2, *Pl. XLIII* (*c*), représentent le bas du plan incliné et le mode de chargement du chariot. Les chariots qui circulent sur le plan incliné sont de fortes caisses en tôle, renforcées par des bandes de fer, et posées sur un train en fer forgé porté par quatre roues en fonte. La caisse est divisée en deux parties par une cloison représentée dans les sections verticales, *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*a*) et *fig.* 1, *Pl. XLIII*, (*c*) par la ligne ponctuée *lm*. Le minerai de fer est chargé dans la partie antérieure. L'eau, dont le poids met tout le système en mouvement, est versée, au haut du plan incliné, dans le compartiment postérieur à la cloison *lm* du chariot vide. Le compartiment antérieur contient 40 quintaux de Vienne (2240 kilogrammes de minerai). Le compartiment postérieur doit recevoir un peu plus de

50 quintaux (2800 kilogrammes) d'eau, parce qu'à l'origine du mouvement, le poids de l'eau doit faire équilibre à la fois au poids du minerai et au poids du câble, qui est d'environ 10 quintaux (560 kilogrammes). Les roues postérieures sur lesquelles porte le train en fer forgé, ont $1^m,10$ de diamètre à la jante, et sont invariablement fixées sur un essieu commun. Les roues antérieures d'un diamètre de $0^m,57$ à la jante sont au contraire indépendantes. Chacune d'elles est fixée dans une sorte de chappe, ainsi qu'on le voit dans le plan, *fig.* 1. *Pl. XLIII* (*b*); on a même dû laisser du jeu, dans le sens vertical, aux œils qui contiennent les axes de ces roues, afin qu'elles ne cessent pas d'appuyer sur les rails pendant les manœuvres du chargement et du déchargement des chariots. La caisse est liée au train en fer forgé par un axe horizontal *h*, autour duquel elle peut tourner. Quand le chariot monte ou descend le plan incliné, elle porte par l'arrière sur la traverse en fer *i*. L'anse ou étrier N, qui rattache le chariot au câble, est lié au train avec articulation en *n*. A la tête du plan incliné, les extrémités des rails sont fixées sur un cadre en charpente *wx* mobile, autour d'un axe horizontal *y*. Quand le chariot chargé de minerai est arrivé à la tête du plan incliné, les roues antérieures viennent buter contre les saillies creusées cylindriquement *w*. Le cadre *wx* pivote alors autour de l'axe *y*, et vient prendre une position horizontale tracée en lignes ponctuées sur la *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*a*). La caisse bascule alors à son tour autour de l'axe *h*, prend la position inclinée représentée aussi en lignes ponctuées dans la même figure, et le minerai contenu dans le compartiment antérieur tombe dans le waggon G placé sur un chemin de fer inférieur; le tablier T empêche le minerai de tomber en dehors du waggon G. Quand la caisse est vide de minerai, le centre de gravité étant reporté au delà de l'axe *h*, elle revient naturellement s'appuyer sur la traverse *i*, le cadre *wx* tourne ensuite autour de l'axe *y*, et tout le système revient par le seul effet de la gravité dans la position primitive.

Pendant qu'on décharge le chariot arrivé à la tête du plan incliné, on s'occupe de charger de minerai le chariot qui est en bas. Un waggon plein de minerai, *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*c*), est amené au dessus du compartiment antérieur du chariot M. Il est pesé au moyen d'un appareil indiqué dans la figure. Puis on dégage les crochets qui retiennent le fond de ce waggon, qui tourne autour d'une charnière horizontale, et le minerai tombe dans le chariot M. Quand celui-ci est chargé, on laisse s'écouler, par une soupape, l'eau contenue dans le compartiment postérieur. Pour mettre tout le système en mouve-

ment, il suffit de remplir d'eau le compartiment postérieur du chariot qui est au sommet du plan incliné. A cet effet, un réservoir pouvant contenir à peu près 50 mètres cubes d'eau est établi près de ce sommet. Deux tuyaux verticaux Q, *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*a*) et *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*b*), branchés des deux côtés de la double voie du plan incliné sur un tuyau horizontal, qui passe au dessous et communique avec le réservoir, se terminent supérieurement par un appendice auquel s'adapte un gros tuyau de cuir. Une large soupape, placée en dessous de ce tuyau, est soulevée par la tige *q*, et l'eau conduite par le tuyau en cuir remplit en moins de trois minutes, jusqu'au niveau convenable, la caisse à eau du chariot. Pendant la descente, la vitesse est modérée et réglée à 1 mètre environ par seconde, par le moyen d'un double frein, dont les mâchoires *a*, *b*, *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*a*), et *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*b*), pressent aux deux extrémités du diamètre vertical sur la jante d'une roue à chevilles P, de 5^{m},60 de diamètre, montée sur l'arbre des tambours. Les mâchoires sont serrées par un homme qui marche sur le levier *d*, terminé par un secteur denté dans lequel s'engage l'extrémité d'un valet, manœuvré par le manche *e*. Le levier *d* agit à la fois sur les deux mâchoires, au moyen de la tige de liaison *cc*. Tout le système est d'ailleurs équilibré par un balancier *g* chargé d'un contre-poids *f*. Un frein encore plus puissant formé par les deux poutres verticales *f′*, *f′*, *fig.* 1, *Pl.* (*a*) et *Pl.* (*b*), qui comprennent entre elles une roue *c′* de 4^{m},90 de diamètre, fixée sur l'arbre, entre les deux tambours coniques, sert à arrêter le mouvement de descente du chariot contenant de l'eau, dans le cas où le câble du chariot ascendant chargé de minerai viendrait à se rompre. Ce frein est serré à la volonté de l'ouvrier, par l'action d'un contre-poids *p* qui rapproche par le bas les poutres *f′*, *f′*, par l'intermédiaire des tiges en fer *n*, *n′*, des leviers coudés ou vire-bocs *o′*, *m′*, des tiges de jonction *l*, *l′* et de la double came *k* représentée sur une plus grande échelle dans la *fig.* 2, *Pl.* (*a*). Le contre-poids *p* consiste en une caisse très-lourde en bois, armée de ferrures et d'une capacité de plus d'un mètre cube. Dans l'état ordinaire, ce contre-poids est soutenu par un verrou qui fixe la tige de jonction *n* sur la poutre supérieure de la charpente. Si le câble du chariot montant vient à rompre, l'ouvrier dégage rapidement le verrou, au moyen d'une tringle disposée pour cela. La caisse *p* s'abaisse, et en tombant elle frappe un appendice *s*, qui ouvre un gros clapet adapté à un réservoir d'eau supérieur qui se vide rapidement dans la caisse *p*, de sorte que le serrage du frein devient de plus en plus énergique. Afin de prévenir, dans le

cas de rupture de son câble, un mouvement rétrograde trop rapide du chariot ascendant, une des grandes roues de l'arrière est munie à sa circonférence d'une roue à rochet *a'*, dans les dents de laquelle s'engage un valet *b'*, qui s'oppose au mouvement de rotation rétrograde de la roue. De cette façon, dès que le chariot commence à reculer, les grandes roues ne tournent plus et glissent sur les rails. Le valet est dégagé des dents de la roue du chariot rempli d'eau qui doit descendre sur le plan incliné.

C'est aussi dans le but de prévenir les accidents que l'on a établi à la tête du plan incliné un appareil qui empêche de descendre le chariot vidé de minerai, et chargé d'eau, avant le signal qui annonce que le chariot inférieur est en ordre et prêt à monter. A cet effet un châssis vertical *v'*, *fig.* 1, *Pl.* (*a*) et *Pl.* (*b*), pouvant monter et descendre, et armé de bandes de fer *w'*, *w'*, qui s'appuient sur des coulisses verticales placées en dessous du plan incliné, se soulève par l'action d'un contre-poids *t* lié à ce châssis par un balancier et un axe *s*, lorsqu'on aide un peu l'action du contre-poids, en agissant sur la tige *r*. Dès que le chariot ascendant a dépassé en montant le plan vertical du châssis, on soulève celui-ci, et il vient se placer derrière le chariot, en arrière et tout près de la partie mobile des rails; on le baisse de nouveau au moment où le signal de commencer la manœuvre est donné du bas du plan incliné.

La roue à chevilles P sert encore au moyen du treuil à manivelle et à roues d'engrenages UZ, fixé à la charpente à quelques manœuvres de force qu'on est obligé de faire à la main. Ainsi, les câbles du plan incliné ont 126m,50 de longueur et 0m,078 de diamètre, quand ils sont neufs. Ils s'allongent par l'usage jusqu'à 131m,1, et leur diamètre diminue jusqu'à 0m,07.

Lorsque l'allongement se produit, on raccourcit la chaîne à laquelle le chariot est attaché, ou plutôt on la fixe à un point plus éloigné de l'extrémité du câble. Néanmoins, il arrive quelquefois que le chariot *moteur* descendant est arrivé au bas du plan incliné, avant que le chariot chargé soit placé sur le cadre mobile à bascule qui le termine à son sommet. Dans ce cas, on tire le chariot chargé un peu plus haut, au moyen du tour à engrenages et à manivelle UZ, en envidant sur la bobine Z un bout de câble plat terminé par un crochet double, que l'on jette sur une des chevilles de la roue P. La *fig.* 3, *Pl.* (*a*), représente le câble plat et le crochet double. Le tour à engrenages augmente dans le rapport de 1 à 160 l'effort exercé sur la manivelle.

Les câbles s'enroulent sur des tambours coniques. Ils passent sur

des poulies de renvoi établies sur le prolongement du plan incliné ; chaque poulie est fixée dans une chappe ou cadre en charpente qui s'appuie par des roulettes sur deux gouttières en fer fixées sur des poutres, de manière à ce que le châssis avec la poulie se transporte parallèlement à lui-même dans le sens transversal à la voie, à mesure que les spires successives du câble s'enveloppent ou se développent. La poulie est dans le plan vertical passant par l'axe du plan incliné, au moment où le chariot est au sommet de ce plan, comme on le voit dans la *fig.* 1, *Pl.* (*b*). Il est déjà assez éloigné du tambour, après une seule révolution, pour qu'il n'y ait aucun inconvénient à ce que le plan de la poulie demeure constamment parallèle à lui-même et perpendiculaire à l'axe des tambours. On voit que l'on a eu soin de placer le châssis de chaque poulie sous une inclinaison telle que son plan divisât à peu près en deux parties égales l'angle formé par les deux parties du câble qui passe sur la poulie. Tous ces détails sont suffisamment exprimés par les dessins. Il faut 5 minutes 5/8, soit 6 minutes, pour élever sur ce plan incliné, de 125^{m} de longueur, une charge de minerai de 40 quintaux (2240 kilogr.). On pourrait donc élever en 12 heures 4800 quintaux (268800 kilogr.).

La *fig.* 2, *Pl.* (*b*) représente en projection horizontale et à une échelle plus grande que les figures d'ensemble, le waggon M avec ses roues et son châssis. On n'a dessiné qu'une moitié de ce waggon, l'autre étant entièrement pareille.

La *fig.* 3, *Pl.* (*c*), représente la projection sur un plan perpendiculaire aux essieux de l'un des chariots G *fig.* 1, *Pl.* (*a*) et (*c*), qui circulent sur les parties horizontales des chemins de fer.

Tonnes, bennes et autres vases servant à l'extraction des minerais. — Les vases dans lesquels s'opère l'extraction des minerais par les puits verticaux sont le plus ordinairement des tonnes en bois cerclées en fer. L'extrémité du câble d'extraction se rattache à une chaîne en fer qui se termine en bas par un gros anneau. De celui-ci partent deux, trois ou quatre bouts de chaînes, dont chacun se termine par un crochet recourbé. La partie repliée du crochet est amincie à son extrémité, longue et très-rapprochée de la partie droite, afin que l'anneau fixé aux bords de la tonne dans lequel on introduit le crochet, ne puisse pas s'échapper. Les anneaux fixés sur le contour de la tonne, et en saillie sur ses bords, sont forgés dans une barre de fer méplate, repliée sur elle-même, et dont les deux parties, rapprochées et arrondies pour former l'anneau, sont ensuite écartées l'une de l'autre et recourbées, pour former les branches qui s'appliquent sur la paroi externe de la tonne; ces branches sont appliquées

directement sur les douves; elles s'engagent sous le cercle en fer supérieur de la tonne, et sont fixées solidement aux douves par des boulons à vis et écrous. L'extraction s'opère à l'aide de tonnes semblables, dans les mines de houille de Rive-de-Gier, d'Anzin et de la Belgique. Leur capacité varie avec la puissance de la machine, l'activité de l'extraction, etc.; elle est de 8 à 10 hectolitres, aux environs de Rive-de-Gier, de 6 à 7 dans les environs d'Anzin, de 12, 15, et jusqu'à 25 hectolitres dans plusieurs mines de houille du Hainaut et de la province de Liége. On les attache au câble, en introduisant les crochets des chaînes en fer qui sont à l'extrémité du câble dans les anneaux des tonnes. On les détache en ôtant les mêmes crochets. Cette manœuvre est prompte et facile quand les chaînes sont lâches. Il est inutile de dire que les chaînes, les crochets et les anneaux doivent être construits en fer de première qualité et très-doux. Une tonne pouvant contenir de 9 à 10 hectolitres, telle qu'on les fait à Rive-de-Gier, pèse avec les ferrures 205 kilogrammes, et revient à 85 fr. environ. Les ferrements se composent de 4 cercles, 8 brides, 4 *oncières* ou crochets formés ainsi qu'il a été dit précédemment, 2 bandes de fer pour les patins fixés sous la tonne, et plusieurs boulons.

	fr.	c.
Le poids des ferrures est de 120 kilogrammes, qui, à 49 fr. les 100 kilogrammes, reviennent à	58	80
Bois, 85 kilogrammes, dont la valeur est de	14	»
Liteaux pour les patins	»	60
Deux kilogrammes de clous à 90 c.	1	80
Main-d'œuvre pour la forge	3	50
Préparation des douves et montage, 1 journée 1/2 . .	4	50
Total.	83	20

Les quatre bouts de chaînes, avec les crochets, pèsent 25 kilogrammes.

Les *fig.* 1, 2 et 3, *Pl. XLVIII*, représentent une tonne dite *Cuffat* d'une capacité de 20 hectolitres employée pour l'extraction de la houille au charbonnage du grand Hornu (Hainaut). La *fig.* 1 représente en perspective le cuffat couché.

La *fig.* 2 est une coupe verticale passant par son axe.

La *fig.* 3 est une projection horizontale du fond vu en dessous.

Les quatre chaînes sont invariablement fixées aux anneaux du cuffat, et attachées au câble par l'anneau A dans lequel se réunissent leurs extrémités supérieures. Le cuffat est formé de douves en orme

sec, de 22 millimètres d'épaisseur, réunies par six cercles en fer placés extérieurement et un cercle placé intérieurement à la hauteur du ventre ; le fond est consolidé par un croisillon en bois, par dessus lequel est appliqué un autre croisillon formé de deux bandes de fer, dont les extrémités se replient sur le bas du pourtour extérieur. Au centre de ce fond est fixé un anneau en fer qui sert à renverser la benne, ainsi que cela sera expliqué plus loin. Le poids du cuffat vide et sec est de 350 kilogrammes. Les ferrures pèsent 233, et le bois 117 kilogrammes. Le prix de revient est à peu près de 140 fr. Les dimensions sont indiquées par les cotes écrites sur les figures.

La forme bombée des tonnes empêche celle-ci de s'accrocher aux inégalités des parois des puits, prévient ainsi des accidents de rupture du câble, en même temps qu'elle est très-favorable à la solidité et à la conservation des tonnes. Il serait presque impossible de pratiquer l'extraction par des puits verticaux non divisés en compartiments, avec des tonnes d'une grande capacité qui seraient cylindriques ou évasées à leur partie supérieure.

Les tonnes d'une grande capacité doivent être généralement remplies au bas du puits d'extraction et vidées à son orifice. Pour éviter cette manœuvre, dans le cas où elle donne lieu à une casse préjudiciable au minerai, ou pour la faciliter et la rendre moins coûteuse, on suspend quelquefois au même câble plusieurs tonnes ou vases d'une capacité moindre. Ainsi, dans plusieurs puits des houillères des environs de Saint-Étienne, on suspend au câble deux ou trois petites tonnes ou bennes contenant chacune environ 150 kilogrammes de houille, et dont la capacité est en conséquence de 1 1/2 à 2 hectolitres. A la chaîne en fer qui termine le câble d'extraction se rattachent deux chaînes moins grosses, terminées à leurs extrémités par des crochets d'attache, et portant en outre sur leur longueur une ou deux autres paires de crochets d'attache, suivant que l'on veut élever à la fois deux ou trois bennes. Chaque benne n'a que deux anneaux placés aux extrémités d'un diamètre. Au bas du puits, l'on accroche d'abord la benne supérieure à la première paire de crochets d'attache, puis la machine ayant soulevé la première benne, on attache la seconde et enfin la dernière. Le décrochage au jour s'exécute dans un ordre inverse. On tire d'abord sur la plate-forme la benne pleine inférieure, et successivement les deux autres, et on les remplace par trois bennes vides. Cette disposition exige que l'on place les poulies ou molettes à une hauteur plus grande au dessus du plan de l'orifice, que si l'extraction s'opérait par de grandes tonnes.

Dans les mines de houille du nord de l'Angleterre, on se sert le

plus ordinairement, pour le transport souterrain et l'extraction de la houille, de paniers en osier de forme ovoïde, entourés d'une tige en fer recourbée qui leur sert d'anse. Ces paniers, *fig.* 1, *Pl. XLIV*, ont 60 centimètres de profondeur, 90 centimètres de long et 70 centimètres de largeur à la partie supérieure. Ils contiennent à peu près 300 kilogrammes de houille, et pèsent vides 125 à 150 kilogrammes. Ils coûtent, suivant M. Piot, une livre sterling (25 fr. 25 c.) chaque.

Le câble d'extraction se termine par une chaîne en fer assez longue, à l'extrémité inférieure de laquelle est un crochet à ressort, *fig.* 2, *Pl. XLIV*, que l'on passe dans l'anse du panier. Deux bouts de chaîne courts, également terminés par des crochets à ressort, se détachent de la chaîne principale, et supportent deux autres paniers; l'on extrait ordinairement à la fois trois paniers semblables. Ici le crochet doit être muni d'un ressort, pour empêcher l'anse du panier d'échapper, par suite des chocs et des balancements que ces vases éprouvent dans le puits. Un crochet profond ne suffirait pas pour prévenir cet accident dans tous les cas. Les paniers s'accrochent et se décrochent successivement, comme les petites bennes des environs de Saint-Étienne.

Depuis quelques années, on a commencé à substituer, dans les mines de houille du nord de l'Angleterre, aux paniers dont nous venons de parler, des caisses en tôle appelées *tubs*, qui ont à peu près la même capacité. Leur forme est celle d'un parallélipipède rectangle de 6 décimètres de profondeur, 9 décimètres de largeur et 7 de hauteur. Elles sont fixées sur le châssis d'un petit chariot monté sur quatre roues d'un diamètre de $0^m,25$ à $0^m,30$, qui sont placées sous le fond de la caisse.

Ces chariots circulent dans les galeries souterraines sur des voies de fer appropriées, à ornières creuses ou saillantes, et sont ensuite élevés dans le puits vertical d'extraction. Pour cet effet, on suspend à l'extrémité de la chaîne en fer, au moyen de quatre chaînes plus petites, une plate-forme horizontale et carrée portant une ligne de rails. Aux quatre angles de celle-ci s'élèvent des tiges verticales en fer forgé, reliées entre elles à leur sommet par des tiges horizontales, de manière à former un châssis aux angles supérieurs duquel viennent s'attacher les quatre chaînes. Ce plancher est guidé, dans le puits qu'il parcourt, par deux ou quatre lignes de longuerines en bois ou en fer, verticales et amarrées au moyen de crampons aux parois du puits. Des échancrures ménagées sur ses bords correspondent aux longuerines qui coulent dans les échancrures, de sorte que les mouvements de rotation et de balancement soient rendus impossibles dans

l'ascension et la descente. Le plancher arrivé au bas du puits vient se poser sur des appuis, de façon que la ligne de rails qu'il porte se trouve sur le prolongement de la voie souterraine. On pousse le chariot sur la plate-forme, où il est maintenu latéralement par les rebords des roues ou des rails, et dans le sens parallèle aux rails par deux petits verroux ou tiges en fer que l'on pousse chaque fois.

Le chariot est ainsi élevé jusqu'au jour. A son orifice, le puits est recouvert d'un plancher en bois ou en fonte, dans lequel est ménagée une ouverture carrée simplement suffisante pour laisser passer la plate-forme ascendante, qui est élevée par la machine au dessus du plan de l'orifice. Quand on la laisse retomber, en changeant le sens de la rotation de l'arbre des tambours qui reçoivent les câbles, elle vient se poser sur un système de pièces en fer ou en bois disposées de telle façon que ces pièces, qui ont livré au plancher ascendant un libre passage, se referment sous lui, lorsqu'il est passé, et ne lui permettent plus de redescendre plus bas. Les rails du plancher mobile se trouvent alors sur l'alignement des rails placés à la surface sur lesquels on pousse le chariot et la caisse. Les *fig.* 3, 4 et 5, *Pl. XLIV*, représentent ces dispositions. La *fig.* 3 est une projection de la plate-forme et du chariot sur un plan perpendiculaire à la direction des rails. La partie inférieure de la *fig.* 5 représente sa projection sur un plan horizontal, et la section de la moitié du puits et des longuerines qui la guident dans son ascension et sa descente. La *fig.* 4 est la projection de la plate-forme et du chariot sur un plan vertical parallèle à la direction des rails : on y voit aussi en projection verticale le mécanisme sur lequel elle vient s'asseoir, lorsqu'elle redescend, après avoir dépassé le plan de l'orifice. La partie supérieure de la *fig.* 5 représente le même mécanisme en projection horizontale. On voit sur la moitié inférieure de cette figure, les longuerines directrices g,g,g',g', dont les deux dernières se terminent dans le plan de l'orifice du puits, pour laisser passer le chariot, tandis que les deux autres g,g placées latéralement s'élèvent au dessus de ce même plan, comme l'indique la *fig.* 4. Quant à l'appareil sur lequel vient se poser la plate-forme, il est formé de deux châssis en fer $sx,s'x'$, *fig.* 4 et 5, qui sont liés aux axes AA', tournant dans des paliers que supportent d'une part la moise M, d'autre part la cloison CC' qui divise le puits en deux compartiments. Un contre-poids p, fixé à l'un des arbres A,A', fait que ces deux châssis se renversent naturellement d'une certaine quantité vers l'intérieur du puits, ainsi que le montre la *fig.* 4. A l'aide d'un levier L, fixé au même arbre A, l'ouvrier qui est à l'orifice du puits peut écarter l'un de l'autre les deux châssis, qui sont reliés

par les tiges articulées *t* et *v*. On voit que la plate-forme, en montaut, écarte les deux châssis qui lui font place et se referment, lorsqu'elle est passée. L'ouvrier n'a besoin de manœuvrer le levier L, que lorsqu'il a substitué un chariot vide au chariot plein, et qu'il veut laisser redescendre tout le système dans le puits.

Une caisse en tôle, de la contenance de 300 kilogrammes environ, pèse, avec son chariot, de 150 à 175 kilogrammes. On n'élève ordinairement, dans les puits verticaux des environs de Newcastle où les caisses ont été substituées aux paniers, qu'une seule caisse à la fois, tandis qu'on élève trois paniers. L'emploi des caisses doit donc diminuer beaucoup la quotité de l'extraction possible dans un temps donné. M. Piot rapporte, dans son mémoire sur les mines de houille du nord de l'Angleterre, qu'on construisait, lors de son passage à la mine de Killingworth, des cages à deux ou trois compartiments étagés, dont chacun devait recevoir une caisse avec son chariot, afin d'en élever plusieurs à la fois. Il faudra alors amener successivement les lignes de rails de chaque compartiment au niveau des rails de la galerie de roulage pour charger au bas du puits, et au niveau des rails de la plate-forme pour le déchargement à l'orifice supérieur. On peut construire pour cela des appareils appropriés et analogues à celui qui est représenté par les *fig.* 4 et 5. Malgré cela, cette manœuvre entraînera des longueurs, et il sera toujours préférable, quand les dimensions des galeries le permettront, de faire circuler sur les voies de roulage souterraines des chariots d'une capacité plus grande, contenant 800 à 1000 kilogrammes de minerais, ainsi que cela a lieu dans les mines de houille du département de la Loire, comme dans celles du sud du pays de Galles et des environs de Dudley, et d'élever le chariot entier sur une plate-forme attachée au câble, et guidée dans le puits par des longuerines en bois ou des tiges en fer verticales.

Division des puits d'extraction en deux compartiments.— Lorsque l'extraction s'opère dans des tonnes de forme bombée, en bois ou en tôle, on laisse souvent circuler les deux tonnes ascendante et descendante, dans un même puits de section circulaire, elliptique ou rectangulaire, que l'on ne divise pas en compartiments. Dans ce cas, on ne peut imprimer aux tonnes qu'une assez faible vitesse, qui ne dépasse pas un mètre par seconde, et encore faut-il avoir soin de la modérer, lorsque les tonnes arrivent à la même hauteur dans le puits, pour éviter les accidents qui résulteraient de leur rencontre, si elles venaient à se choquer. Lorsque l'extraction s'opère dans des chariots placés sur des plates-formes mobiles, il est indispensable que chaque

plate-forme circule isolément dans un puits, ou un compartiment séparé du puits. Ainsi, dans le sud du pays de Galles, dans le Staffordshire et les autres parties de l'Angleterre, où les couches de houille sont exploitées à une profondeur médiocre, on creuse ordinairement deux puits d'extraction d'un petit diamètre dans le voisinage l'un de l'autre. Chacun d'eux reçoit une plate-forme mobile suspendue à l'un des câbles placés sur la machine d'extraction qui fait le service des deux puits accolés. Dans les contrées où les puits sont très-coûteux, à cause de leur grande profondeur, ou des terrains difficiles à travers lesquels il faut les creuser, comme dans les environs de Newcastle et de Whitehaven, on divise les puits d'extraction en deux compartiments, par une cloison verticale en forts madriers cloués sur des moises dont les extrémités s'appuient sur les parois du puits. Chacun des câbles circule alors avec sa charge, dans un compartiment séparé. Le puits est ainsi divisé, même dans le cas où l'extraction s'opère dans les tonnes ou les paniers, afin de pouvoir augmenter, sans inconvénient, la vitesse de circulation, qui est le plus ordinairement de $1^m,50$ à 2 mètres, et, dans quelques puits, de 3 et même 4 mètres par seconde.

Puissance des machines d'extraction. — La puissance *nominale* en chevaux-vapeur des machines à vapeur employées à l'extraction dépasse généralement beaucoup le *travail effectif* correspondant au poids utile et à la vitesse avec laquelle ce poids est élevé. Ainsi, par exemple, pour une machine qui devra élever à la fois 1000 kilogrammes de minerais avec une vitesse de 1 mètre par seconde, le travail utile effectif, pendant que la machine fonctionne, correspond à une puissance de $\frac{1000}{75} = 13\ 1/3$ chevaux-vapeur. On emploiera généralement pour ce service une machine de la force nominale de 20 chevaux-vapeur, au moins. La puissance nominale des machines est encore plus grande, comparativement au travail effectif, sur la plupart des mines de houille, ce qui tient d'une part à la construction généralement défectueuse des machines qu'on y emploie, et à la manière très-imparfaite et souvent peu rationnelle dont les poids des câbles sont équilibrés, dans les puits profonds.

Déchargement des vases à l'orifice des puits d'extraction. — Le mode de déchargement des vases, à l'orifice du puits, varie avec la forme de ces vases et la nature des minerais. Les tonnes peuvent être vidées, sans les détacher du câble, dans un encaissement ménagé au devant du puits. A cet effet, on élève d'abord la tonne un peu au dessus de l'orifice du puits; on la laisse ensuite retomber en porte-à-faux sur

une barre ou traverse mobile en bois, que l'on fait glisser sur deux moises horizontales de la charpente des molettes; on la pousse en même temps par sa partie supérieure, pour aider au renversement du côté où il doit se faire, avec une seconde barre en bois qui est supportée par d'autres moises horizontales placées au dessus des premières. Dans la *Pl. XXXV*, *fig.* 1, B est la projection des moises sur lesquelles repose la barre inférieure, et C la projection des moises qui portent la barre supérieure. Quelquefois au lieu de se servir de barres en bois, l'ouvrier placé à l'orifice du puits pour *recevoir les bennes*, saisit, avec une tenaille attachée par un bout de chaîne à la charpente des molettes, un anneau fixé sous le fond de la benne et à son centre; celle-ci se renverse en la laissant redescendre. Les minerais déchargés, ainsi que nous venons de le dire, tombent dans des brouettes ou des chariots destinés à les transporter plus loin, ou bien ils sont rechargés à la pelle dans des brouettes, aussitôt après qu'on les a déchargés, afin de tenir constamment déblayée la place de déchargement, ou *recette* supérieure.

La manœuvre précédente évite l'accrochage et le décrochage des tonnes; mais elle donne lieu à un double transvasement des minerais au bas et à l'orifice du puits d'extraction; elle n'est guère en usage que dans les mines qui commencent, où la quotité des matières extraites est peu abondante, et où l'on n'a point encore établi de voies de roulage perfectionnées, soit au jour, soit dans les galeries souterraines. Quand l'extraction devient plus considérable, il vaut mieux décrocher la tonne pleine, et la traîner à une petite distance où elle est vidée, que de recevoir son contenu dans une brouette ou un chariot. On tire alors la benne pleine sur la plate-forme qui est devant le puits, manœuvre que facilite beaucoup l'élévation des molettes et le plan incliné contre lequel la tonne glisse, avant de sortir du puits, *Pl. XXXV*, *fig.* 1. On décroche cette benne, et on accroche à sa place une benne vide. On traîne ensuite la première jusqu'aux bords de la plate-forme ou du tas de minerai accumulé autour de celle-ci; on la culbute pour la vider, et on la ramène vide vers le puits. Pour faciliter le traînage de la benne pleine et vide, on la garnit de patins arrondis cloués sous son fond, et armés d'une bande de fer. Cette manœuvre est usitée dans la plupart des mines de houille de la France et de la Belgique. On peut, au lieu de traîner la benne, quand elle ne doit être transportée qu'à une très-petite distance, la suspendre au crochet d'une grue installée sur la plate-forme du puits, et qui la transporte au point où elle doit être vidée.

Lorsque l'on élève au jour les chariots qui ont circulé dans les ga-

leries souterraines, ceux-ci sont placés, ainsi que nous l'avons vu, sur une plate-forme mobile, garnie de rails qui viennent s'aligner avec ceux d'un chemin de fer établi à la surface que les chariots suivent jusqu'au point où ils doivent être déchargés. Un chariot vide attend à une petite distance, sur une gare branchée sur la voie principale; on le pousse sur la plate-forme à la place du chariot plein. Le déchargement des chariots pleins s'opère alors à des distances souvent considérables de l'orifice des puits, par des procédés qui varient, suivant les localités, et aussi suivant la forme des chariots.

Grilles pour la séparation des minerais de diverses grosseurs. — Dans beaucoup de cas, les minerais extraits doivent être assortis, à leur sortie du puits, par ordre de grosseur. Il en est ainsi pour beaucoup de minerais métalliques, et même pour la houille, dans les contrées où ce combustible est le plus abondant, comme sur les houillères du pays de Galles, du nord de l'Angleterre et de la Belgique, des environs de Saint-Étienne, etc. Le triage s'exécute souvent à la main; mais lorsque les produits de l'extraction sont considérables, on assortit les minerais par ordre de grosseur, en les jetant sur des grilles formées de barreaux en fonte ou en fer forgé, plus ou moins rapprochés. Dans ce cas, l'orifice du puits d'extraction est élevé au dessus du sol. Les grilles sont établies sur les bords d'une plate-forme établie dans le plan de cet orifice, et sur laquelle on traîne les chariots ou les bennes que l'on vide sur ces grilles. La *Pl. XLV* représente, d'après les dessins de M. Piot, la machine d'extraction et les grilles dont on fait usage sur une mine de houille des environs de Newcastle. On voit dans le plan, *fig.* 1, et la section verticale, *fig.* 2, la disposition du puits, de la charpente des molettes, du hangar sous lequel est la machine d'extraction, d'un petit puits latéral dans lequel descend une chaine, contre-poids qui se combine avec des bobines à câbles plats, pour égaliser le moment des forces résistantes qui agissent sur la machine. Au niveau de l'orifice *ab* du puits règne un plancher en plaques ou dalles de fonte, sur lequel on traîne les paniers ou les caisses à roues qui ont été élevés au jour. On les amène à la tête de doubles grilles inclinées sur lesquelles on les renverse. Une de ces grilles est représentée sur une plus grande échelle, dans la *fig.* 5. La grille à sa partie supérieure porte une partie pleine en tôle, que l'on recouvre de câbles plats usés, afin de prévenir la casse. Elle est bordée latéralement par des feuilles de tôle qui en font une espèce de couloir; elle se termine à la partie inférieure par une partie horizontale ou peu inclinée et pleine, sur laquelle arrivent et séjournent momentanément les gros morceaux qui n'ont pas

pu passer entre les barreaux, écartés de 1 à 2 centimètres suivant la grosseur des morceaux que l'on veut réserver.

Le gros arrive au bas de cette grille en soulevant une trappe *cd*, qui tourne autour d'une charnière horizontale à laquelle elle est suspendue. Il peut être enlevé et mis de côté à la main, ou tiré directement dans des waggons disposés pour le recevoir. La houille menue qui a passé à travers la grille glisse sur le plan incliné *pp'*, *fig.* 5, et tombe dans d'autres waggons placés sur une autre ligne de rails.

Machine à vider les tubs. — Les paniers ou les *tubs* sont renversés et vidés facilement à la partie supérieure des grilles. Pour faciliter le renversement des *tubs*, on se sert quelquefois d'un appareil représenté *fig.* 6 et 7, *Pl. XLIV;* c'est un cadre suspendu par deux montants verticaux à des tourillons A autour desquels il peut tourner. Le petit chariot est poussé sur ce cadre, où ses roues viennent buter contre la pièce de bois horizontale B. Une tige de fer horizontale C qui réunit les deux montants, et se trouve peu élevée au dessus des bords supérieurs de la caisse, empêche le chariot de se renverser complétement. Les tourillons A sont disposés de façon que leur axe passe à peu près par le centre de gravité de l'ensemble du chariot chargé et du cadre. Ainsi, quand le chariot est poussé sur le cadre, un léger effort suffit pour faire tourner le tout et renverser ainsi à la tête de la grille G, le chariot qui se redresse ensuite naturellement, quand il est vide.

Disposition pour vider les grands chariots. — Les *fig.* 11 et 12, *Pl. XXXI*, représentent une autre disposition fréquemment usitée pour vider des chariots de grandes dimensions. Un chariot à quatre essieux indépendants, pouvant porter environ 1000 kilogrammes de minerais, circule sur un chemin de fer. Il s'ouvre sur le devant, au moyen d'une trappe à charnière tournant autour d'un axe horizontal. Au dessus du point où il doit être vidé, les longuerines fixes L sur lesquelles sont posés les rails sont interrompues, et les rails sont placés sur des longuerines qui font partie d'un cadre mobile autour de deux tourillons *j*. Les pièces *kl* de ce cadre se prolongent en arrière sur une longueur de plusieurs mètres, et viennent se loger en dedans des rails, quand le cadre est ramené dans la position horizontale. Au moment où le chariot arrive sur le cadre, celui-ci est horizontal, et retenu en place par les crochets x, y, dont le premier passe au dessus du boulon saillant u, tandis que l'autre passe sous le boulon saillant v. Le chariot étant venu sur le cadre et ayant été accroché à la chaîne *c*, l'ouvrier écarte les crochets x et

y, au moyen du manche *d*, et le cadre bascule avec le chariot placé dessus. On a détaché le verrou U, *fig.* 12, qui retient le tablier mobile, et le chariot se vide ainsi au dessous de l'échafaudage qui porte le chemin de fer. Quand il est vide, le cadre est relevé par un léger effort exercé à l'extrémité des bras *kl*.

Lorsque les poutrelles *kl* du cadre sont horizontales, on engage, pour les maintenir dans cette position, le crochet *p*, *fig.* 11, dans l'anneau *q*. *s* est une tige en fer attachée à la poutrelle *kl*, et qui coule dans une ouverture ménagée dans la traverse T. Une tige semblable est fixée à la longuerine parallèle à *kl* de l'autre côté du chariot. Ces tiges *s* sont terminées par deux chevilles ou barres de fer transversales, qui ne peuvent passer dans les ouvertures ménagées dans les traverses T. Elles limitent l'inclinaison du tablier.

D'autres fois les chariots ont un fond mobile autour d'une charnière horizontale, et qui peut être rattaché aux parois latérales au moyen de bandes de fer et de goupilles amovibles. Ils sont alors amenés directement au dessus du point où l'on veut verser leur contenu, sur des rails portés par un échafaudage, et on les vide par le fond. Le chariot G, représenté *fig.* 1, *Pl. XLIII* (*c*), est ainsi construit.

Des dispositions analogues à celles des *fig.* 11 et 12, *Pl. XXXI*, sont fréquemment usitées pour décharger les chariots dans les bateaux qui circulent sur des canaux ou des rivières. Les minerais sont conduits jusque dans le bateau par des couloirs inclinés en bois ou en tôle.

Quand les minerais doivent être immédiatement transportés à de plus grandes distances, ils sont versés directement dans les charrettes, les waggons ou les bateaux employés à leur transport ultérieur. Il n'entre pas dans le cadre de cet ouvrage de traiter du transport à de grandes distances. Nous dirons seulement que les chemins de service, pour le transport des minerais au jour, jusqu'aux usines où ils doivent être soumis à un traitement ultérieur, ou jusqu'aux magasins de dépôt, sont le plus souvent des chemins de fer, construits à peu près de la même manière que ceux qui sont établis dans les galeries souterraines. Ils ne sont même que le prolongement de ces derniers, et sont parcourus par les mêmes waggons, quand leur longueur ne dépasse pas 3 à 4 kilomètres, que l'extraction s'opère dans des chariots d'une capacité suffisante pour porter de 600 à 1000 kilogrammes de matière par galeries de niveau, ou à l'aide de plates-formes mobiles semblables à celles du sud du pays de Galles. La traction y est opérée par des chevaux, comme dans l'intérieur

de la mine; nous renvoyons aux détails que contient à ce sujet le chapitre IX. Quand les distances à parcourir sont plus considérables, et que la même voie sert à plusieurs mines, on fait usage de waggons semblables à ceux qui sont destinés au transport des marchandises sur les chemins de fer en général, et dont chacun peut recevoir de 3000 à 4000 kilogrammes de marchandises. Le transport s'opère toujours à petites vitesses, soit par des chevaux, soit par des machines locomotives; on ne craint point d'introduire dans le tracé de la voie, quand cela est économique, soit des courbes d'un assez petit rayon, soit des pentes de 10 à 15 millimètres par mètre, soit des plans inclinés automoteurs, ou desservis par des machines fixes; toutes ces circonstances qui ont des inconvénients fort graves pour les chemins de fer établis pour le transport des voyageurs à grandes vitesses, sont ici sans importance. Le mode de construction des plans inclinés automoteurs ou desservis par des machines fixes est d'ailleurs le même à l'extérieur qu'à l'intérieur des mines.

Nous compléterons ces détails par la description complète de deux machines d'extraction établies, l'une sur la mine de houille de Bérard près de Saint-Étienne, l'autre sur l'une des mines du grand Hornu dans le Hainaut. Nous devons les dessins de la première à l'obligeance de M. Dyèvre, habile directeur de mines, et les dessins de la seconde à l'amitié de M. Em. Rainbeaux, propriétaire et administrateur du bel établissement créé par feu M. de Gorge.

Machine d'extraction de Bérard et ses accessoires. — Les *Pl. XLVI* et *XLVII* représentent le baritel à vapeur établi sur le puits de la mine de houille de Bérard, avec les divers chemins de fer qui aboutissent à ce puits.

La *fig.* 1, *Pl. XLVI*, représente la disposition de l'ensemble en projection horizontale. A est la chambre de la machine à vapeur à cylindre horizontal qui imprime un mouvement de rotation aux tambours *b*, *b*, sur lesquels s'enveloppent les câbles d'extraction en fil de fer. Elle est disposée de manière à pouvoir en même temps imprimer, par l'intermédiaire de tirants et d'un balancier ou levier coudé, le mouvement à la tige d'une pompe d'épuisement placée dans un segment du puits d'extraction, et isolé par une cloison de l'espace dans lequel circulent les tonnes. *v* est le volant de la machine, *p* un pignon engrenant avec la roue d'angle *r* fixée sur l'arbre des tambours *b b*.

B est l'emplacement des chaudières et de la cheminée.

C plate-forme carrée de 10 mètres de côté qui entoure l'orifice du puits et élève cet orifice de 3 mètres au dessus du sol. Elle est limitée

par des murs. L'espace existant entre ceux-ci et le muraillement circulaire du puits est entièrement remblayé, de manière à ce que le sol de la plate-forme soit parfaitement solide.

Cette plate-forme est recouverte d'une barraque en bois, avec un premier étage représenté dans la projection verticale *fig*. 5. La *fig*. 1 représente le sol du premier étage. Celui du rez-de-chaussée lui est semblable en tout.

P, le puits circulaire entouré d'un garde-corps sur trois de ses côtés.

D, plaques de fonte formant un plancher uni sur lequel on reçoit et on fait rouler les chariots ou bennes à roulettes qui servent à l'extraction. *d' d'*, *d''*, *d'''*, *d'''' d''''*, les voies en fer qui partent au premier étage du plancher en fonte et sur lesquelles circulent les chariots. *e e e*, voies en fer établies sur le sol naturel, au bas de la plate-forme. E, E, plaques tournantes en fonte portées sur un cadre de charpente et servant à faire passer les chariots sur les diverses voies dont les axes prolongés se croisent au centre de chacune d'elles. F, F', F', appareils qui servent à vider les chariots en les renversant. La machine F est établie à demeure. Les deux machines F', F' sont portées sur des roulettes et peuvent se déplacer, en les faisant circuler sur les voies en fer plus larges que celles où circulent les chariots.

Les *fig*. 5 et 6, *Pl. XLVI*, représentent l'une de ces machines à vider les chariots.

G, machine *balance* automotrice servant à descendre les chariots reçus au rez-de-chaussée ou au premier étage de la barraque, au niveau du sol qui environne la plate-forme et sur lequel sont établies les voies *e*, *e*, *e*. Les *fig*. 8 et 9, *Pl. XLIV*, représentent cette machine en projection verticale et horizontale.

H, plancher en fonte sur lequel on pousse les chariots quand ils quittent les plateaux de la balance G.

K, K, embranchements communiquant aux chemins de fer de Saint-Étienne à Andrézieux, et de Saint-Étienne à Lyon, et qui sont parcourus par les grands waggons qui circulent sur ces dernières voies.

La *fig*. 2 est une projection horizontale de la plate-forme élevée autour du puits et de la charpente qui supporte les poulies.

La *fig*. 3 représente une section verticale suivant l'axe du puits par un plan parallèle à celui des poulies, et une projection verticale suivant le plan RS de la *fig*. 2; la *fig*. 4 est une projection verticale sur un plan conduit suivant la ligne MN de la *fig*. 2. Ces figures mon-

trent que la charpente qui supporte les molettes, consiste en deux longues et fortes pièces de bois assises par leur pied sur de larges semelles transversales posées sur le remblai à une petite distance du puits. Ces deux pièces s'élèvent dans un plan vertical, et sont légèrement inclinées l'une vers l'autre. Elles sont réunies, comme on le voit *fig.* 4, par une entretoise horizontale, et deux pièces, en croix de Saint-André, s'élèvent jusques au dessus du faîte de la baraque en bois, sont rattachées à une des pièces du cadre en charpente qui couronne ce faîte, et supportent une petite plate-forme horizontale de forme rectangulaire et entourée d'un garde-corps, où sont placées les molettes. Elles sont arcboutées en arrière du côté de la machine par de longues pièces de sapin qui partent de leur sommet, sont inclinées à 45 degrés environ et vont s'appuyer contre des pieux solidement enfoncés dans le sol. Ces dernières pièces sont reliées entre elles par des entretoises horizontales. Le cadre de la planche n'a pas permis de les représenter dans toute leur longueur. F dans la *fig.* 3 est une machine à vider les chariots qui ont été élevés au premier étage de la baraque. G est une galerie voûtée sous laquelle est établi l'embranchement qui conduit aux grands chemins de fer de Saint-Étienne à Andrézieux et à Lyon. Le contenu des chariots est vidé sur la plate-forme contiguë à celle qui entoure le puits et qui s'étend au dessus de la galerie; sur toute la longueur de la voûte de cette galerie, règne une ouverture de 50 centimètres de largeur, dans laquelle les voussoirs qui formeraient la clé sont remplacés par deux pièces de bois longitudinales reliées par des traverses courtes, distantes de 80 centimètres à 1 mètre l'une de l'autre, servant d'appui aux extrémités de planches qui forment autant de trappes amovibles. Une de ces planches étant enlevée à l'aplomb d'un waggon qui se trouve au dessous dans la galerie, la plus grande partie du charbon nécessaire pour remplir ce waggon tombe d'elle-même, et on fait facilement tomber le reste à la pelle. K, *fig.* 3, est un encaissement dont le fond en plan incliné aboutit à un canal rectangulaire : il reçoit les eaux extraites par des bennes, ou par la pompe d'épuisement. Lorsque l'eau n'est point extraite par le moyen de tonnes, cet encaissement est recouvert d'un plancher horizontal.

Machine pour culbuter les chariots. — Les *figures* 5 et 6 représentent un chariot placé dans la machine qui sert à le renverser. Celle-ci se compose de deux flasques circulaires en fonte *a*, *a*, dont chacune a six rayons *b*, *b*.... Les rayons sont renforcés par des nervures extérieures, et les flasques par un cordon également extérieur. Ces six rayons se réunissent en un moyeu dans lequel est fixé un axe en

fer *d*. Les deux flasques sont percées de plusieurs trous placés en regard et dans lesquels passent des boulons en fer qui les réunissent et les rendent solidaires. D'autres boulons sont saillants extérieurement et portent des tasseaux qui limitent le mouvement de rotation de la machine. Deux boulons *e* avec embases sont placés dans un même plan horizontal et portent les deux rails *h h* qui se trouvent sur le prolongement de ceux de la voie, et sur lesquels on pousse le chariot que l'on veut vider. Deux autres boulons *e' e'* sont placés aussi dans un même plan horizontal assez distant du plan des rails *h h* pour permettre au chariot de passer. A ces boulons sont fixées deux traverses en bois *g*, dont les faces inférieures arrivent tout près du bord supérieur du chariot engagé dans l'appareil. Les rails *h*, *h* sont recourbés en avant suivant des arcs de cercle qui embrassent les roues du chariot; celui-ci se trouve ainsi retenu comme dans un étui fermé sur cinq faces, en dessus, en dessous, en avant et sur les deux côtés. L'appareil entier porte par les deux axes *d* sur deux montants extérieurs en fonte ou en bois *k*. Ceux-ci peuvent être fixés à demeure sur des pièces de bois parallèles à la voie sur laquelle le chariot est amené, de manière à ce que les rails de l'appareil mobile viennent prolonger les rails de la voie au dessus du point où les chariots doivent être culbutés. Telle est la machine F, *fig.* 1, servant à verser les charbons extraits au bord de la plate-forme. Si l'appareil doit être mobile, afin que les chariots puissent être vidés en un point quelconque de la voie, les supports *k* sont fixés sur les deux côtés extérieurs *c* d'un cadre en bois muni de quatre roues *r*, comme cela est indiqué dans les *fig.* 5 et 6. L'appareil entier se déplace alors en circulant sur un chemin de fer ou de bois, dont la voie plus large que celle du chemin parcouru par les chariots, a même axe que celle-ci. Deux montants verticaux *m* s'élèvent sur les côtés du cadre, et servent à pousser l'appareil, quand on veut le déplacer. Ils servent aussi de point d'appui à des verrous par lesquels on fixe la partie mobile de l'appareil, pendant qu'on y introduit le chariot. La manœuvre est fort simple : lorsque le chariot plein a été poussé dans la position indiquée *fig.* 6, de façon à ce que son centre de gravité dépasse le plan vertical qui contient les axes *d*, on ôte le verrou, et l'appareil tourne sur ses supports; il fait un demi-tour sur son axe. Le chariot porte pendant ce mouvement sur les solives *g*; il est entièrement renversé et se vide. Lorsque la partie mobile de l'appareil a tourné d'une demi-circonférence, le charbon est tombé, et le centre de gravité du chariot vide étant remonté au delà de la verticale de l'autre côté du plan vertical des axes de suspension, la machine fait une oscillation en sens con-

traire de la première et revient à sa position, ou du moins s'en rapproche assez pour que le plus léger effort suffise à l'y ramener; on la fixe avec un verrou, et l'on retire le chariot en le faisant reculer. Pour qu'une machine de ce genre fonctionne bien, il convient que l'axe de suspension soit peu élevé au dessus du centre de gravité du système chargé, lorsque le chariot est plein. Celui-ci étant alors poussé de manière à ce que le centre de gravité arrive à une petite distance horizontale en avant de l'axe, la machine bascule et le chariot se vide. La chute du charbon fait que le centre de gravité se rapproche du fond et des roues du chariot, et qu'ainsi, dans la position du système où le chariot est renversé, le centre de gravité se trouve beaucoup en dessus et un peu en arrière de l'axe de suspension. Le système revient alors lentement de lui-même, ou en l'aidant par le plus léger effort, à sa position primitive.

Les *figures* 5 et 6 représentent suffisamment le chariot, sans qu'il soit besoin d'en donner d'autres dessins; sa capacité est de 3 hectolitres. Les deux essieux en fer forgé sont invariablement liés à la caisse, c'est-à-dire aux trois solives longitudinales parallèles qui sont appliquées au dessous de cette caisse et reliées aux parois par des bandes de fer clouées ou boulonnées. Les roues en fonte sont mobiles sur les fusées des essieux : elles sont à larges jantes, et leurs rebords, au lieu d'être presque tranchants, comme dans les roues des waggons ordinaires qui circulent sur les grands chemins de fer, sont cylindriques et assez larges, afin que les chariots puissent circuler sur les plaques unies en fonte qui forment le sol des places où aboutissent les rails des chemins établis au fond de la mine et à la surface. Ces rails sont des barres de fer laminé de 14 millimètres d'épaisseur sur 6 centimètres de largeur, et 5 à 6 mètres de longueur; ils sont encastrés dans des traverses en bois de chêne de 11 centimètres d'équarrissage distantes entre elles d'un mètre environ.

Les *fig.* 1 et 2, *Pl. XLVII*, représentent la projection horizontale et la projection verticale de la machine à vapeur, et des tambours sur lesquels s'enveloppent les câbles d'extraction en fil de fer. A est la charpente en bois de chêne qui porte la machine; elle est solidement fixée au moyen de onze boulons à clavettes sur six grosses pierres logées dans un massif de maçonnerie.

B, plaque de fonte sur laquelle est assujetti le cylindre de la machine ainsi que le palier de la manivelle. Elle sert à relier ensemble ces deux points sur lesquels s'exerce l'effort principal de la machine, et en maintient l'écartement. Elle est traversée par les mêmes boulons qui fixent la charpente sur la maçonnerie de fondation.

C., cylindre à vapeur.

D, boîte à vapeur placée latéralement sur un côté du cylindre.

E, tuyau de vapeur venant des chaudières.

F, tuyau dans lequel est renfermée la soupape régulatrice au moyen de laquelle on règle la quantité de vapeur admise dans le cylindre.

G, corps de la pompe foulante alimentaire.

H, chambre des clapets d'aspiration et de refoulée de la pompe alimentaire.

I, tuyau d'aspiration.

J, tuyau de l'eau alimentaire.

K, piston plein de la pompe alimentaire.

Z, pièce en T qui lie la tige du piston à l'étrier qui termine la bielle et qui donne en même temps le mouvement au piston de la pompe alimentaire.

M, tige du piston.

N, support dans lequel glisse cette tige.

O, bielle qui transmet à la manivelle le mouvement de rotation.

P, manivelle.

Q, arbre du volant.

R, excentrique *fou* sur l'arbre du volant, servant à imprimer le mouvement au tiroir de distribution.

R', collier fixé sur l'arbre du volant, et qui entraîne l'excentrique dans son mouvement, au moyen d'un toc et de deux heurtoirs situés à 180° de distance l'un de l'autre. (Voyez la description d'un excentrique de ce genre, page 78.)

Y, tige de l'excentrique.

T, tige du tiroir de distribution. Elle reçoit son mouvement de la tige Y, par l'intermédiaire de deux leviers S, S', et de l'arbre horizontal *z*.

T', manivelle et tige pour régler à la main l'ouverture de la soupape régulatrice.

T'', manette ou levier fixé à l'arbre horizontal *z*, et servant à conduire à la main le tiroir de distribution, quand on veut renverser le sens du mouvement de rotation de la manivelle P et du système des tambours.

V, le volant en fer forgé.

U, arbre des tambours en fonte.

p, pignon fixé sur l'arbre du volant.

r, roue d'engrenage placée sur l'arbre U.

x, manivelle fixée sur l'arbre horizontal *y*, auquel est aussi fixé le

levier coudé *v*. Ce mécanisme sert à soulever la tige Y de l'excentrique, pour dégager l'entaille de cette tige du bouton du levier fixé sur l'arbre horizontal *z*, lorsque l'on veut changer le sens du mouvement de rotation. A cet effet, le machiniste appuie le pied sur la manivelle *x*. l'arbre *y* tourne son axe, et le levier *v* soulève assez la tige Y, pour que le bouton du levier S soit dégagé de l'entaille; la tige Y est d'ailleurs équilibrée en partie par un contre-poids. Les pièces du mécanisme qui donne le mouvement au tiroir de distribution sont représentées à une échelle plus grande par les *fig*. 10, 11, 12, 13 et 14, *Pl. XLIV*. Nous reviendrons plus loin sur ces détails.

La machine du puits Bérard est d'ailleurs une machine à tiroir simple sans avance et sans recouvrement. La distribution ne présente rien de particulier, et nous nous sommes en conséquence dispensés d'en donner une description détaillée. Les détails donnés dans la page 78 et les suivantes y suppléeront. Je ferai remarquer seulement que pour une machine dont le cylindre est long, il y a un grave inconvénient à distribuer la vapeur par un tiroir unique, recouvrant des orifices qui communiquent avec les extrémités du cylindre par des canaux assez longs, contenant par conséquent un volume de vapeur assez considérable, qui est perdu à la fin de chaque course du piston, sans avoir produit aucun travail. Il vaut mieux avoir deux tiroirs liés à une même tige, et glissant simultanément sur deux plaques placées près des fonds du cylindre. Nous verrons plus loin un exemple de cette disposition pour une machine d'extraction à cylindre vertical.

Le piston de la machine de Bérard présentant seul quelques particularités, nous l'avons représenté dans les *fig*. 3, 4 et 5 *Pl. XLVII*. La *fig*. 4 est le plan du piston vu en dessous; la *fig*. 3 une section verticale par l'axe de la tige; la *fig*. 5, le plan de l'un des cercles de la garniture. Le cercle excentrique *fig*. 5 est en fonte; il est coupé à l'endroit de sa plus grande épaisseur par une entaille ayant à peu près la forme d'un triangle équilatéral, dont le vide est rempli par un coin prismatique *e*; dans l'intérieur du cercle de fonte est un autre cercle en fer forgé, muni d'un renfort contenant un trou taraudé où est fixé le boulon destiné à recevoir le ressort à boudin qui pousse le coin dans son entaille.

Deux cercles semblables, superposés de manière que la partie entaillée de l'un corresponde à une partie pleine et à 180° de la première, composent la garniture entière. Ces cercles sont parfaitement juxtaposés par des faces bien dressées, et contenus exactement entre les deux plateaux de fonte qui sont également dressés. La tige en fer, ou en acier fondu, est terminée par une tête conique qui entre

dans le *moyeu* du plateau supérieur. Un goujon de fer traverse les deux pièces et les fixe invariablement l'une à l'autre. Le plateau inférieur est relié au plateau supérieur par trois boulons qui traversent le premier où ils entrent à tête noyée, et se vissent dans des écrous taraudés dans l'épaisseur du second, ce qui permet de rapprocher le plateau inférieur du supérieur de manière à ce qu'ils contiennent exactement les deux cercles qui forment la garniture.

Quand le piston est construit et monté, on le repasse sur le tour, pour mettre son contour exactement au diamètre du cylindre.

Suivant les renseignements donnés par M. Dyèvre, les pistons ainsi construits sont d'un très-bon usage, et n'exigent pas même de graissage; l'huile qui s'introduit dans le cylindre par le graissage du presse-étoupes dans lequel circule la tige, suffit pour les lubréfier et rendre le frottement très-faible. M. Dyèvre cite un piston semblable qui fonctionne depuis quatre ans sans aucune réparation. L'ajustement de cette pièce, la plus importante de la machine, exige d'ailleurs beaucoup de soin et d'habileté de la part de l'ouvrier mécanicien.

Les *fig.* 10, 11, 12, 13 et 14, *Pl. XLIV*, montrent les détails de la tige de l'excentrique et des leviers qui transmettent le mouvement au tiroir de distribution.

La tige Y, *fig.* 10 et 11, se compose de deux pièces réunies par un emmanchement à douille, ce qui permet de l'allonger ou de la raccourcir. Une vis de pression fixe ensuite l'emmanchement. La tige est saisie en son milieu par une tringle aboutissant à un balancier à contre-poids fixé au plancher. Elle se termine par le crau qui se pose sur la poignée α *fig.* 11 et 12. Par ce moyen, le levier S reçoit de l'excentrique un mouvement alternatif qu'il transmet à l'arbre horizontal ϖ, et à la tige T par l'intermédiaire du levier S', fixé sur le même arbre horizontal, *fig.* 13 et 14.

La tige Y se lie encore au moyen de deux leviers articulés β et γ au petit arbre horizontal δ.

Les *fig.* 13 et 14 montrent comment la tige T du tiroir se lie avec le levier S'. Cette liaison est réalisée par la pièce ι qui se met à enfourchement sur le boulon ζ. La tige T entre dans un trou percé dans la pièce ι et y est fixée par la vis de pression η. Le boulon ζ peut courir dans la rainure θ pratiquée dans le levier S' et se fixer par conséquent à la distance convenable de l'axe de rotation.

Le levier S' est fixé à l'arbre ϖ par une vis de pression.

La *fig.* 12 montre les détails de construction du levier S et de sa liaison avec la tige Y. Le boulon α peut courir dans une rainure ι et s'y fixer au point convenable. Ce boulon est terminé à une extrémité

par un bout taraudé qui sert à le fixer au moyen d'un écrou à la pièce S. A son autre extrémité on a rivé une petite pièce de fer, qui, se trouvant parallèle au levier S, guide la tige Y et la fait tomber à coup sûr sur la poignée α, quand on cesse d'appuyer le pied sur la pédale x de la *fig.* 10.

Les *fig.* 15, 16 et 17, *Pl. XLIV*, représentent les détails des tambours sur lesquels s'enveloppent les câbles en fil de fer. La couronne de chaque tambour est formée de six jantes qui viennent se réunir deux à deux au milieu de chaque bras, et sont jointes aux bras par une patte qui termine ceux-ci. Cet assemblage est consolidé par quatre boulons taraudés dans les jantes. L'un des tambours porte un rebord fondu avec la couronne et sur lequel s'appliquent les mâchoires d'un frein. Les six bras sont coulés d'une seule pièce avec le moyeu.

L'arbre U est en fonte, cylindrique et dressé sur le tour. Le plateau χ est venu à la fonte avec l'arbre et est aussi dressé au tour. Celui des tambours qui fait toujours système avec l'arbre, est fixé sur celui-ci par des clavettes chassées dans des rainures creusées moitié dans l'arbre, moitié dans le moyeu du tambour.

Quant au tambour qui doit tourner sur l'arbre quand on a besoin d'allonger ou de raccourcir le câble, un plateau λ, attaché par six boulons aux bras de ce tambour, est réuni au plateau $\varkappa$ coulé avec l'arbre, par trois boulons μ. Il suffit d'ôter ces boulons, quand on veut faire tourner le tambour autour de l'arbre immobile.

Les molettes sur lesquelles se plient les câbles en fil de fer sont formées de jantes en bois maintenues entre deux flasques en fonte. Les *fig.* 6 et 7, *Pl. XLVII*, sont la projection verticale et une section verticale de l'une de ces molettes. Chaque flasque se compose d'une couronne réunie au moyeu par huit rayons, et percée de trous pour laisser passer les boulons qui réunissent les deux flasques et fixent entre elles les morceaux de bois taillés en voussoirs qui forment le fond de la gorge de la molette. Ces segments annulaires s'appuient sur deux saillies ménagées en regard l'une de l'autre sur les joues intérieures des flasques. Ils sont en bois d'essence dure, et taillés de manière à ce que les fibres du bois soient dans le sens perpendiculaire à la périphérie de l'anneau. Après avoir monté la poulie et fixé dans le moyeu l'axe en fer forgé, on en creuse la gorge sur le tour.

Les *fig.* 8 et 9, *Pl. XLIV*, sont un plan et une élévation de la balance automotrice G de la *fig.* 1 *Pl. XLVI*, qui sert à descendre

les chariots chargés du niveau de la plate-forme, ou du premier étage de la baraque au niveau du sol.

a charpente qui supporte le tambour.

b tambour sur lequel se plie la corde à laquelle sont suspendus les plateaux de la machine.

c frein qui sert à modérer la vitesse à la descente. Il se compose de jantes en bois de sapin réunies seulement par des bandes minces de de fer feuillard Le tout est embrassé par un large cercle en fer dont les extrémités se lient par des tiges en fer avec articulations, au grand levier qui sert à la manœuvre.

Ce frein est établi sur la charpente au moyen du piton *d*, dans lequel s'articule une patte soudée au cercle qui l'enveloppe.

e point fixe du grand levier.

f grand levier. Il se compose d'un levier en fer qui se fixe à enfourchement et au moyen de trois boulons à un levier en bois assez lourd pour empêcher le mouvement de la machine, lorsqu'elle est chargée.

Le chariot plein qui doit descendre étant placé sur le plateau supérieur de la balance, et le chariot vide qui doit remonter, sur le plateau inférieur, l'ouvrier soulève le levier *f*, en tirant sur une corde qui passe sur une poulie de renvoi et est attachée à l'extrémité de ce levier. Celui-ci étant un peu soulevé, le frein se desserre : le tambour entraîné par le poids du contenu du chariot, tourne et amène le premier chariot au niveau de la voie inférieure établie sur le sol, et le deuxième chariot au niveau de la plate-forme ou du premier étage.

Comme le diamètre du tambour *b* est plus grand que l'écartement des lignes verticales passant par les centres des plateaux mobiles, on adapte à ceux-ci des galets en fonte *h*, qui servent de guides, en s'appuyant sur les montants verticaux de la charpente.

Machine pour cribler à l'eau les charbons menus. — A Saint-Etienne les charbons gros sont le plus souvent triés à la main, afin d'éviter la casse qui donne lieu à une énorme diminution de valeur. Quant aux charbons fins, ceux qui proviennent de houilles grasses propres à la forge et à la fabrication du coke ont une valeur assez grande, mais il importe qu'ils soient bien débarrassés des schistes et des matières terreuses. Par un triage à la main exécuté à l'intérieur de la mine, et un second triage exécuté au jour, on enlève les schistes en fragments assez gros : mais il reste encore des schistes en petits fragments et des terres divisées qu'il est impossible de séparer à la main. Depuis quelques années, on passe au crible à l'eau les charbons fins de bonne qualité. Les *fig.* 18 et 19 *Pl. XLIV*, sont un plan et une section verticale de l'appareil établi près du puits Bérard, dont je dois le dessin à M. J. Dyèvre.

a, grande caisse contenant de l'eau jusqu'au niveau *xx*.

b, autre caisse entrant juste dans la précédente et pouvant en sortir facilement; elle s'appuie sur la saillie intérieure *a'*.

c, crible en cuivre rouge, ou en laiton quand les eaux employées ne sont pas corrosives.

d, piston flotteur.

e, levier imprimant au piston *d* un mouvement d'oscillation suffisant pour élever l'eau dans la caisse *b*.

e', coulisse pour guider le balancier.

f, bielle à main pour donner au piston *d* un mouvement d'oscillation.

f', cheville en fer pour retenir tout le système.

g, bondon pour vider et nettoyer la caisse.

h, aqueduc pour enlever par un courant d'eau les schistes et les vases résultant du lavage.

Ainsi que l'indiquent les *fig*. 18 et 19, cette caisse est, à peu de chose près, établie de la même manière que les caisses en usage sur les mines métalliques du Harz pour le criblage à l'eau des minerais. Le crible reste immobile, et c'est l'eau qui oscille dans la caisse où il est plongé, par suite du mouvement alternatif imprimé au piston *d*. L'eau qui pénètre à travers la maille du crible dans son oscillation ascendante, soulève les matières qu'il contient. Lorsque l'eau se retire, ces matières retombent sur la maille avec une vitesse d'autant plus grande que leur pesanteur spécifique est plus considérable. Après quelques oscillations, les terres et les schistes plus denses que la houille forment au fond du crible une couche au dessus de laquelle est la houille nettoyée.

Différentes tentatives ont été faites pour remplacer les toiles métalliques en cuivre rouge par quelque chose de moins coûteux, seul inconvénient que présente cette machine. Le fer a été promptement détruit. Le laiton même ne résiste pas lorsque l'eau ou le charbon contiennent des sulfates acides ou des pyrites. Enfin l'on a essayé des cribles en osier; ils ont l'inconvénient de n'être pas bien réguliers, de s'obstruer et de ne pas laisser un passage suffisant à l'eau.

Pour que le service se fasse bien il faut, autant que possible, renouveler l'eau de la caisse assez souvent. Cependant deux fois par jour suffisent à la rigueur.

Le prix de revient est de 5 centimes environ par 100 kilogrammes de charbon obtenu, pour la main-d'œuvre seulement.

Machine d'extraction du grand Hornu. — Les *Pl. XLVIII* et *XLIX* représentent une machine d'extraction de la puissance de 60

chevaux, placée sur un des puits de la houillère du Grand-Hornu (Hainaut), ainsi que les détails de la charpente qui supporte les molettes, et des bennes ou cuffats qui ont été déjà décrits page 148.

La *fig*. 4, *Pl. XLVIII* est une projection horizontale et une coupe faite par un plan perpendiculaire à l'axe du puits, passant à un mètre au dessus de son orifice.

La *fig*. 1, *Pl. XLIX*, est une projection verticale des bâtiments, de la machine et du puits d'extraction, sur un plan passant par l'axe du puits.

La *fig*. 2 est une projection verticale de la partie antérieure de la charpente des molettes, sur un plan perpendiculaire à celui de la *fig*. 1. La *fig*. 3 est une projection verticale de la partie postérieure de la même charpente, sur un plan parallèle à celui de la *fig*. 2.

AA représente la charpente des molettes; elle est en bois de chêne.

m, *m*, les molettes en fonte sur les gorges desquelles passent deux câbles plats auxquels sont suspendus les cuffats *v*, *v*, et qui s'enroulent en sens inverse sur les bobines *b*, *b*. Celles-ci reçoivent le mouvement de la machine par l'intermédiaire de deux roues d'engrenage P et R.

C est la chambre des ouvriers.

C' est un petit cabinet au bout duquel est établie une petite forge.

cc sont les colonnes qui supportent l'entablement sur lequel sont assis les paliers de l'axe du balancier.

M est la manivelle.

R', la cheminée.

K, le hangar qui abrite les chauffeurs.

P', un petit puits de descenderie qui communique par une galerie avec le *royon* aux échelles, séparé par une cloison du puits d'extraction. A l'arrivée des cuffats à la surface, ils sont renversés sur la grille G et vidés au moyen d'un treuil à bras S. La corde de ce treuil passe sur une poulie T et saisit par un crochet l'anneau fixé sous le fond de la benne.

L'écartement des barreaux de la grille G est de $0^m,03$. Le fin qui passe par les vides compris entre ces barreaux est conduit par une trémie dans les waggons qui stationnent au dessous sur l'embranchement du chemin de fer $\alpha\alpha$.

Les gaillettes (gros) sont tirées au rateau sur les planchers inclinés *p'*, *p'*, et chargées à la main dans des paniers que portent de petits chars qui stationnent en avant de ces planchers sur l'embranchement α' α'.

Enfin les gailleteries (demi-gros) tirées au rateau sur le plancher *p* jusqu'aux trémies *o*, *o*, *o*, *o*, sont conduites par celles-ci dans les waggons placés au dessous sur l'embranchement $\alpha' \alpha'$.

Le moteur est une machine à vapeur sans condenseur, de la puissance de 60 chevaux. Elle est représentée en projection horizontale et en projection verticale sur les *Pl. XLVIII* et *XLIX*. La *fig.* 1 *Pl. L*, est une élévation sur une plus grande échelle de la machine, dont le plan est sur la *Pl. XLVIII*. Les *fig.* 2 et 3 sont des sections horizontale et verticale des tiroirs et de la boîte de distribution.

C, cylindre à vapeur.

B, B, boîtes de distribution réunies par un tuyau vertical renfermant deux tiroirs pour régler le passage de la vapeur au dessus et au dessous du piston.

a, tuyau d'arrivée de la vapeur dans la boîte supérieure B; il renferme une glissière qui sert à régler l'arrivée de vapeur.

T, tuyau de décharge de la vapeur du cylindre dans le réservoir

La section verticale, *fig.* 2, représente les deux tiroirs réunis par une tige contenue dans le tuyau qui met les boîtes B en communication. Dans cette figure *t*,*t'* sont les deux tiroirs, *a*,*a'* les orifices que la vapeur traverse pour entrer dans le cylindre et en sortir, suivant que ces orifices démasqués par le tiroir laissent le dessus ou le dessous du cylindre en communication avec les boîtes et le tuyau de vapeur, ou que recouverts par le tiroir, ils mettent les mêmes parties du cylindre en communication avec les orifices d'échappement. *c c'* orifices d'échappement communiquant avec le tuyau T. *s* tige qui réunit les deux tiroirs.

D, tige du piston du cylindre à vapeur communiquant son mouvement au balancier E, qui, au moyen de la bielle B' et de la manivelle M, donne le mouvement à l'arbre A du volant V.

L'arbre A porte un excentrique *e* dont la tige est fixée à un levier que porte en dessous l'arbre *a'*; ce levier donne le mouvement à l'arbre *a'*, qui le communique au levier *l*.

Au moyen de la tige *f* ce mouvement est envoyé au levier *l'* monté sur l'arbre *a''''*, et qui lui-même l'envoie, au moyen de la tringle *g*, aux leviers coudés *l''* et *l'''* réunis par la tige *t*.

Le levier *l'''* est fixé sur l'arbre *a'''* et *l''* sur l'arbre *a''*; l'arbre *a'''* porte deux autres leviers *b'*, *b'*, qui communiquent le mouvement aux tiroirs; ce mouvement est facilité par un contre-poids fixé au levier *b''*.

Pour le changement de marche, on décroche, *Pl. XLVIII*, la tige *f* de son manneton pour l'accrocher au manneton *m* fixé au

levier k qui se trouve derrière le levier l'. Le levier k est fixé sur l'arbre a''' qui, par conséquent, reçoit alors directement son mouvement de ce levier, et marche en sens contraire de celui dans lequel il marchait, quand il était conduit par l'intermédiaire de la série de leviers l'', l''', de la tige t et de la tringle g déjà décrits.

L'arbre A du volant, *Pl. XLVIII*, porte un pignon P qui engrène avec la roue P' fixée à l'arbre A' des bobines *bb*, sur lesquelles s'enroulent en sens contraire les câbles plats dont on fait usage pour l'extraction de la houille.

Q, pompe à eau froide amenant par le tuyau N l'eau du puits dans le réservoir R, où elle est chauffée par la vapeur sortant du cylindre qui arrive par le tuyau T, et dont l'excédant s'échappe dans l'atmosphère par le tuyau T'.

Q', Q', pompes aspirantes et foulantes alimentaires prenant l'eau du réservoir par le tuyau S et l'envoyant dans les chaudières par le tuyau S'.

Machine à descendre les ouvriers dans les mines. — Les ouvriers descendent ordinairement dans les mines et en sortent, soit par des échelles verticales ou inclinées, soit en se plaçant dans les tonnes ou sur des siéges particuliers suspendus au câble d'extraction. Dans les mines de houille du département de la Loire, dans la plupart des houillères profondes de l'Angleterre et de la Belgique, les ouvriers descendent et montent habituellement par les tonnes. A Anzin ce mode d'ascension et de descente est interdit. Il est aussi prohibé par les réglements dans les houillères de la Prusse. Il n'est pas usité dans les mines métalliques profondes du comté de Cornwall, du Hartz et de l'Erzgebirge. Dans ces mines dont plusieurs ont au delà de 400, et quelques-unes jusqu'à 700 mètres de profondeur, les ouvriers montent et descendent par des échelles. Ils dépensent ainsi pour descendre et surtout pour sortir chaque jour de la mine, une très-grande partie du travail qu'ils sont capables de fournir; ce ne sont même que les hommes jeunes et vigoureux qui peuvent supporter la fatigue de ces voyages.

En 1831, M. Albert appela l'attention des officiers des mines du Hartz sur le dépérissement prématuré de la constitution des ouvriers qui travaillaient dans les mines les plus profondes, tels que le puits Samson à Andreasberg, et le puits du duc Georges Wilhelm à Clausthal. Il invita tous les mécaniciens à rechercher des moyens mécaniques qui permissent de descendre les ouvriers dans les mines, et surtout de les remonter sans danger. C'est en effet l'ascension qui donne lieu à une très-grande fatigue et à une perte de temps très-

considérable. La descente est naturellement bien plus aisée et plus rapide.

M. Dörell, alors juré à Zellerfeld, proposa en 1833 d'utiliser la puissance motrice d'une roue hydraulique qui était devenue disponible, par suite de l'achèvement d'une galerie d'écoulement, pour remonter les ouvriers du fond, au moyen d'un système de deux tirants en bois établis dans le puits parallèlement et à une petite distance l'un de l'autre depuis la surface jusqu'au fond, et qui recevraient de la roue hydraulique un mouvement rectiligne alternatif. La machine imaginée par M. Dörell fut exécutée dès la même année 1833 dans le grand puits du Spiegelthal, profond de 96 lachter, soit 200 mètres; elle a été décrite dans le tome X de l'*Archiv* de M. Karsten, a fait constamment un bon service depuis cette époque, et a été installée sur plusieurs autres puits du Hartz. Elle est représentée par les *fig.* 1 et 2, *Pl. LI.* Les deux tirants parallèles AA′,BB′ sont suspendus aux extrémités de deux leviers coudés qui reçoivent de la roue hydraulique un mouvement alternatif en sens inverses l'un de l'autre, et sont disposés dans des plans verticaux distants de 28 pouces ($0^m,70$ environ). Les tirants du grand puits de Spiegelthal sont formés de tiges en bois de pin de 8 mètres environ de longueur, $0^m,15$ de largeur et 0,11 d'épaisseur. Deux tiges semblables sont juxtaposées et taillées sur les faces qui se touchent de manière à présenter une série alternative de creux et de saillies rectangulaires, les parties saillantes de l'une des pièces remplissant exactement les creux de la pièce opposée. Les tiges jumelles sont d'ailleurs placées de manière que l'une finisse vis-à-vis le milieu de l'autre, de façon à ce que les joints horizontaux ne se correspondent pas. Aux endroits où deux tiges se touchent par le bout sont appliquées des bandes de fer *b,b* de $0^m,50$ de longueur, noyées dans l'épaisseur du bois, et fixées par deux boulons à vis qui traversent les pièces jumelles. L'ensemble forme un tirant continu très-solide uni extérieurement, et dont la section est un rectangle de $0^m,116$ de largeur sur $0^m,18$ d'épaisseur. Ces deux tirants sont placés dans un compartiment du puits avec des échelles fixes entre deux, ainsi que l'indiquent les *fig.* 1 et 2. Des planchers horizontaux sont établis à des distances de 10 à 15 mètres. Des marches *d,d,d*, sur lesquelles les ouvriers placent leurs pieds, sont fixées aux deux tirants à des distances égales au double de l'amplitude du mouvement alternatif de chacune des tiges, laquelle est de $1^m,25$ dans la machine du Spiegelthal. Elle a été portée, dans d'autres machines, à $1^m.50$ ou 2 mètres. Chaque marche consiste en une planche horizontale posée sur le prolongement de deux pièces de fer courbées

suivant un angle obtus appliquées sur les faces latérales opposées du tirant, réunies par un boulon à vis qui traverse les deux parties dont la tige se compose, et qui sert en même temps à les consolider, et par un autre boulon ou pièce de fer plate placée en avant du tirant. Des poignées *g,g,g* en fer sont établies à la hauteur convenable au dessus des marches pour que l'ouvrier puisse les saisir avec la main. Les marches et les poignées sont disposées alternativement sur les deux faces opposées des tirants, de plancher en plancher. Les ouvriers arrivés à la hauteur d'un plancher abandonnent les tirants et en font le tour, pour se placer de l'autre côté. Les tirants sont guidés par des rouleaux *k,k* placés du côté opposé à celui sur lequel sont appliquées les marches et les poignées, et par conséquent alternant d'un côté à l'autre. Ces rouleaux ont 0m,30 de diamètre et une longueur de 0m,20; ils sont pourvus de rebords en fer fondu. Dans la partie où ils s'appuient sur ces rouleaux, les tirants sont armés de bandes de fer $\alpha\beta$. Tous ces détails sont suffisamment indiqués dans les *fig.* 1 et 2, où *a,a.a* désignent les planchers. Les tiges sont en outre garnies sur leur longueur, qui est d'environ 200 mètres, de cinq systèmes de patins analogues à ceux que l'on adapte aux maîtresses tiges des pompes d'épuisement (voyez la description de ces tiges, chap. XI), qui se trouvent au dessus d'un pareil nombre de systèmes de fortes moises, afin qu'au cas très-peu probable de rupture des tirants, la partie détachée ne pût jamais tomber que d'une hauteur tout au plus égale à l'amplitude d'une excursion.

Lorsque les ouvriers veulent remonter, la machine, à un signal donné du fond, est mise en mouvement par le machiniste placé à la surface, qui règle la quantité d'eau versée sur la roue hydraulique, de manière à ce que chaque tirant fasse à peu près 10 excursions par minute. Chacun des ouvriers qui veut monter se place sur la marche la plus basse de celui des tirants qui est au bas du puits, au moment où il y arrive. Une levée de ce tirant l'élève de 1m,25. A ce moment, il y a un *point mort* et par suite un petit temps d'arrêt. L'ouvrier en profite pour passer sur la dernière marche du tirant opposé qui est alors à la même hauteur que celle sur laquelle il se trouve. Il est encore élevé de 1m,25 jusqu'à un second *point mort*; il repasse sur le premier tirant et arrive ainsi après 8 levées au niveau du plancher. Là il est averti par l'absence d'une marche sur le tirant parallèle, qu'il doit descendre sur le plancher et faire le tour des tirants, afin de continuer son ascension en se plaçant du côté opposé. Les échelles fixes placées entre les deux tirants serviraient en cas d'accident. L'ouvrier peu habitué à la manœuvre pourrait s'y reposer, s'il était trou-

blé, comme aussi il peut, dans le cas où, la machine allant trop vite, il aurait laissé passer le point mort, rester sur le tirant où il est et se laisser redescendre et remonter avec lui.

La machine que nous venons de décrire, d'après M. Dörell, sert à la fois à la descente et à la montée des ouvriers. Il paraît cependant qu'il est actuellement défendu de descendre par la machine, parce que le poids des ouvriers descendants pourraient imprimer au système une vitesse considérable, pour peu que l'on ne manœuvrât pas convenablement les freins, et donner lien ainsi à des accidents. Pour éviter de trop charger les tirants à la remonte, on ne permet pas à plus de vingt ouvriers de monter en même temps.

L'appareil du puits du Spiegelthal ayant donné de bons résultats, une machine analogue fut établie en 1835 dans le puits du duc Georges Wilhelm jusqu'à la profondeur de 200 lachter, soit 400 mètres au dessous de la surface. Ce puits étant incliné de 70°, les tirants parallèles durent porter sur des rouleaux posés sur le mur, et par conséquent les marches durent être toutes appliquées sur les faces de ces tirants tournées du côté du toit. Afin d'éviter de trop charger l'appareil, et de rendre impossibles des chutes d'une trop grande hauteur, on n'a appliqué de marches que sur des longueurs de 10, 16 ou 24 mètres, séparées par des intervalles à peu près égaux, dépourvus de marches, et que les ouvriers franchissent en se servant des échelles ordinaires placées à côté de l'appareil.

Tirants en fil de fer du puits Samson, à Andreasberg.—En 1836, on s'occupa de projets de machines analogues à établir dans des puits encore plus profonds, celui dit *Schreibfeder schacht* et le puits Samson d'Andreasberg. Ici on craignit que des appareils exécutés comme ceux qui existaient déjà n'eussent un poids trop considérable, et l'on résolut, en conséquence, d'essayer de remplacer les tirants en bois par des échelles en fil de fer. Les *fig.* 3, 4 et 5 représentent l'appareil placé dans le puits Samson d'Andreasberg, qui avait atteint au mois de novembre 1841 la profondeur verticale de 751 mètres, et que l'on comptait approfondir encore jusqu'à 864 mètres. Ce puits est foncé dans le filon du même nom. A partir du jour, son inclinaison est de 85 degrés. A 380 mètres de profondeur, il devient vertical; à 540 mètres, l'inclinaison est encore de 85 degrés, mais en sens inverse de celle qui existe près de la surface. Enfin à 600 mètres, le filon est redevenu et paraît demeurer vertical.

Les tirants de la machine placée dans ce puits sont formés de deux câbles parallèles en fil de fer de 3 millimètres environ de diamètre. Le nombre des fils décroît à mesure que la profondeur augmente.

A la surface chaque câble est composé de 36 fils; au fond du puits, à 751 mètres, il n'en a plus que 12. Les tirants parallèles entre lesquels sont placées des échelles fixes, sont reliés l'un à l'autre de distance en distance par des chaînes en fer jumelles passant sur de larges poulies à deux gorges qui sont évidées dans le milieu de leur épaisseur, pour laisser passer les tirants ainsi que le représentent les *fig.* 3 à 5. Ceux-ci sont liés aux chaînes par des blocs de bois debout *p*, *p*, entre lesquels les câbles sont fortement serrés par des boulons à vis, et qui jouent en même temps le rôle de patins qui empêcheraient, en cas de rupture, la partie rompue de tomber d'une hauteur plus grande que celle d'une excursion. Ce système de liaisons a en outre le très-grand avantage d'équilibrer les tirants l'un par l'autre à diverses hauteurs, et par conséquent de décharger les points d'attache supérieurs et les parties supérieures des câbles, du poids des parties inférieures.

Les supports des marches *a*, *a*, distantes entre elles de 3m,20, et les poignées en fer *b*, *b*, placées au dessus des marches, sont liées aux deux câbles d'un même tirant par des fils de fer. Les câbles des tirants reposent sur des rouleaux en fonte qui leur servent de guides. Les poulies *x* sont placées entre deux planchers comme l'indiquent les *fig.* 3 et 4. Les ouvriers franchissent l'intervalle qui les sépare au moyen de l'échelle C placée sur le côté. L'excursion des tirants est de 1m,60.

Machine établie sur la mine de Tresavean. — A peu près à la même époque, où l'on construisait au Hartz la machine de M. Dörell, on s'occupait, dans le Cornwall, de construire un appareil qui permît de descendre et de remonter les ouvriers dans les puits des mines profondes de ce pays. On s'arrêta à un système de forts tirants en bois, analogues aux maîtresses tiges des pompes d'épuisement, que l'on plaça à côté l'un de l'autre, et auxquels une machine à vapeur imprima un mouvement alternatif. Les *fig.* 6 et 7, *Pl. LI*, représentent la disposition de la machine de Tresavean, pour monter les ouvriers d'une profondeur de 240 fathoms (439m,20), d'après un modèle existant dans le muséum de géologie de Londres. Ce dessin pris en Angleterre par MM. Boty, Glépin et Guibert, m'a été communiqué par M. Rainbeaux. T, T' sont les deux tirants suspendus dans le puits par les tiges en fer C D, C D articulées en D, et qui sont liées aussi à articulation aux bouts des leviers coudés ABC, mobiles autour des axes B,B. Les bras inférieurs A,A de ces leviers sont liés entre eux par les tiges E E, et reçoivent du moteur un mouvement alternatif par l'intermédiaire de la bielle L et d'un autre levier coudé M'M. Aux ti-

rants T T' sont fixés des plateaux en bois distants entre eux d'un intervalle égal à la demi-amplitude de l'excursion de chacun des tirants. Ces plateaux remplissent la section du puits rectangulaire, qui se trouve ainsi divisé en compartiments ou cellules mobiles dans lesquelles se placent les ouvriers qui veulent entrer dans la mine ou en sortir. Le moteur est vraisemblablement une machine à vapeur à double *cataracte*, qui produit, à chaque *point mort*, un léger temps d'arrêt pendant lequel les ouvriers passent du plateau sur lequel ils sont, sur le plateau qui se trouve alors amené vis-à-vis d'eux.

Les *figures* 6 et 7 ne donnent d'ailleurs qu'une idée générale de la machine dont je n'ai pas les dessins complets. Les tirants sont certainement guidés par des moises ou des rouleaux, comme le sont les maîtresses tiges des pompes. Ils doivent être munis de patins, et équilibrés l'un par l'autre, à diverses hauteurs, par l'intermédiaire de balanciers accouplés, ou au moyen de chaînes passant sur des poulies analogues à celles dont on a fait usage dans la machine du puits Samson d'Andreasberg, et qui sont représentées dans les *fig.* 3 à 5, *Pl. LI*. Il est facile, d'après ce qui précède et les descriptions des machines du Hartz, de suppléer à ce qui manque dans les dessins de celle de Tresavean.

Machine de Mariemont projetée par M. Warocqué. — M. Abel Warocqué fait établir en ce moment dans un puits des mines de houille de Mariemont (Hainaut), une machine analogue à celle du Cornwall, mais avec des modifications importantes, dont la principale consiste dans la substitution d'un balancier hydraulique aux balanciers ou croix employés pour transmettre aux tiges jumelles le mouvement de la machine motrice. La *Pl. LII* représente l'appareil perfectionné de M. Warocqué, qui a bien voulu nous communiquer les dessins d'exécution.

I, I', *fig.* 1, sont deux cylindres verticaux posés sur un même soubassement creux L, qui les met en communication par la partie inférieure. Chacun de ces cylindres contient un piston avec garniture métallique, analogue aux pistons d'une machine à colonne d'eau. Les tiges de ces pistons sortent par le fond du soubassement L, à travers des presse-étoupes N, N. Les tirants jumeaux en bois T, T' sont reliés à ces tiges. Le soubassement L est muni d'un tuyau M, avec robinet; ce tuyau sert à vider les cylindres de l'eau qu'ils contiennent, ou à introduire dans leur intérieur en dessous des pistons, de l'eau que l'on y foule au moyen d'une pompe. Les deux cylindres sont ouverts l'un et l'autre à la partie supérieure, et surmontés d'une cuvette commune en fonte V V qui permet à l'eau de se déverser d'un cylindre

dans l'autre. La tige de l'un des pistons se prolonge et se rattache à la tige du piston du cylindre U d'une machine à vapeur à double effet, dont l'axe est sur le prolongement de celui d'un des cylindres I'.

On foule de l'eau dans les cylindres I, I' jusqu'à ce que les deux pistons soient au milieu de leur course. On verse ensuite de l'eau dans ces cylindres par la partie supérieure, de manière à les remplir complétement. Les choses étant dans cet état, le mouvement alternatif imprimé directement à l'un des pistons des cylindres I, I' et à l'un des tirants T, T', par le jeu du piston de la machine à vapeur, sera transmis au second piston et au second tirant par l'intermédiaire de l'eau contenue dans les cylindres, et les deux colonnes d'eau se feront mutuellement équilibre dans toutes les positions du système, sauf les résistances passives provenant des passages par des orifices rétrécis et les frottements.

L'amplitude de l'excursion de chaque piston et de chaque tirant est de 3 mètres. Les planchers fixés aux tirants sont donc espacés entre eux de 6 mètres. Les diamètres des cylindres sont calculés de façon à ce que la pression déterminée par le poids de chaque tirant, augmenté des frottements, ne soit que de 4 1/2 à 5 atmosphères. Le jeu des soupapes de la machine à vapeur à double effet sera réglé par une double *cataracte* (voyez plus loin la description des machines d'épuisement), de manière à procurer à la fin de chaque excursion simple des pistons, un temps d'arrêt suffisant pour permettre aux hommes de passer sans danger d'une plate-forme sur celle qui se trouve alors vis-à-vis.

Les plates-formes fixées aux tirants sont représentées en A, A_1, A_2, *fig.* 1, 2 et 3, en projection verticale, et dans la *fig.* 4 en projection horizontale. Cette dernière figure montre que l'ensemble de ces plates-formes occupe la section entière du puits elliptique, sauf un jeu de 10 centimètres environ entre leur contour et la muraille, et un espace I réservé par le moyen d'une échancrure ménagée dans une des plates-formes. Une ligne d'échelles est placée dans cet espace pour servir en cas d'arrêt ou de dérangement de la machine. Les plates-formes sont d'ailleurs entourées de garde-corps, excepté sur le devant, où les ouvriers doivent pouvoir passer de l'une sur l'autre. Elles sont en bois et garnies partiellement de plaques de tôle, sur lesquelles on a pratiqué des aspérités pour prévenir le glissement des pieds. M. Warocqué avait d'abord voulu mettre des planchers à claire-voie, mais il a craint que le courant d'air n'éteignît les lampes, et a pensé, d'un autre côté, que la section du puits

restant libre suffirait pour la circulation de l'air. Chaque plate-forme est divisée en deux compartiments par une balustrade E, E, *fig.* 4, appuyée au tirant et qui se prolonge jusque sur le devant. Cette division en compartiments a pour but d'éviter la confusion qui pourrait avoir lieu lorsqu'il y a en même temps sur l'appareil des ouvriers montants et des ouvriers descendants. Il y a pour ainsi dire deux voies affectées exclusivement l'une à la remonte, l'autre à la descente, et les ouvriers peuvent se croiser sans danger et sans embarras.

Chaque tirant est guidé par des moises C, C, établies de distance en distance dans le puits, et garni de patins de sûreté B, B, correspondants aux systèmes de guides. En cas de rupture les patins B, B, viendraient porter sur des systèmes compressibles D, D, posés sur les moises C.

Les tirants sont reliés l'un à l'autre, dans la profondeur, par des bouts de câbles plats qui se plient sur des poulies F établies entre les deux lignes, et dont les essieux reposent sur des consoles en fonte G; H, H sont les ferrures auxquelles sont attachés les câbles plats que l'on tend au moyen de vis. Ces dispositions déchargent les parties supérieures des tirants du poids des parties inférieures, diminuent la pression qui aurait lieu sans cela au dessous des pistons, dans les cylindres remplis d'eau I, I', rendent les ruptures des tirants presque impossibles, en même temps qu'elles affaiblissent de beaucoup le danger qui résulterait d'une rupture.

Le tirant le plus éloigné de la ligne d'échelles sera garni de marches, afin que l'on puisse monter d'une plate-forme sur la plate-forme supérieure opposée, et de là regagner les échelles, dans le cas où l'appareil s'arrêterait, par suite d'un accident, dans une position où les plates-formes ne se correspondraient pas. M. Warocqué estime à 20,000 fr. le prix d'un appareil complet pour un puits vertical de 228 mètres de profondeur, y compris la machine à vapeur, la chaudière et tous les accessoires : le prix serait de 32,000 fr. à peu près pour un puits de 600 mètres.

Le dispositif de M. Warocqué, s'il est bien exécuté dans toutes ses parties, nous paraît préférable aux appareils antérieurs que nous avons décrits. Il nous semble cependant qu'il y aurait quelque avantage à substituer au cylindre unique à double effet de la machine à vapeur, deux cylindres à simple effet, de manière à ce que chaque tirant fût commandé par le piston d'une machine. Les tiges en fer de ces pistons et toutes les parties du mécanisme n'agiraient alors qu'en tirant et jamais en poussant. La vapeur motrice serait admise

sous celui des pistons auquel serait attaché le tirant qui doit monter, tandis que la partie du cylindre supérieure au même piston serait en communication avec le condenseur ou l'atmosphère; en même temps les deux parties de l'autre cylindre communiqueraient entre elles, de manière à ce que le piston descendit dans une atmosphère de vapeur. La fermeture de la soupape *d'équilibre*, c'est-à-dire à travers laquelle les deux parties de ce cylindre communiquent, serait fermée un peu avant la fin de l'excursion, afin que la vitesse des tirants fût détruite, vers la fin de la course, par la compression de la vapeur enfermée sous le piston de la seconde machine. Une cataracte réglerait le jeu des soupapes d'échappement et d'admission de la vapeur dans chaque cylindre, ainsi que l'intervalle entre deux coups de piston consécutifs. Les soupapes d'équilibre seraient ouvertes, un peu avant la fin de l'excursion ascendante de chaque piston, par des taquets fixés aux tiges respectives de ces pistons. Il nous semble que ces modifications donneraient plus de douceur aux mouvements, rendraient les points d'arrêt moins brusques. Peut-être même permettraient-elles de remplacer le balancier hydraulique de M. Warocqué, qui, à côté de grands avantages, a bien aussi, il faut en convenir, quelques inconvénients tels que les pertes d'eau, par un autre mode de liaison des tirants à leur partie supérieure. Par exemple il serait possible de relier les extrémités des tiges des pistons des machines à vapeur, par un fort câble plat ou une chaine articulée se pliant sur une poulie supérieure, en même temps que l'on établirait en dessous des cylindres une roue dentée engrenant avec deux crémaillères appliquées sur les faces internes de l'un et de l'autre tirant, ou bien on unirait ces deux tirants par un câble plat passant sous une poulie placée entre eux, de manière à ce que l'un des tirants ne pût monter sans que l'autre fût sollicité à descendre.

Prix de transport des marchandises par diverses voies de communication. — Je terminerai ce chapitre par quelques renseignements sur les prix de transport des marchandises par diverses voies de communication.

Le transport de la houille, à des distances de 16 à 20 kilomètres, par des routes passables, telles que la plupart de nos routes de France et des embranchements qui conduisent des houillères aux grandes routes, coûte en général de 0 fr.,028 à 0 fr.,030 par 100 kilogrammes transportés à 1 kilomètre. Ce prix atteint quelquefois 0 fr.,038 par 100 kilogrammes transportés à 1 kilomètre, lorsqu'une grande masse de transports à faire réclame tout à coup une augmen-

tation dans le nombre des voituriers ; mais en général cela n'est que temporaire.

Le transport sur les grandes routes de France par le roulage ordinaire coûte sur les routes fréquentées, comme celle de Lyon à Paris, de 0 fr.,20 à 0 fr.,21 par tonne et par kilomètre. C'est là le taux du roulage ordinaire entre Paris et les principales villes de France, telles que Lyon, Bordeaux, etc. Ce taux s'élève quelquefois à 0 fr.,30 entre deux grandes villes, lorsqu'il s'effectue une beaucoup plus grande masse de transports de A vers B que de B vers A. Alors le prix du transport de A vers B est plus élevé.

La houille que l'on brûle aux salines de Dieuze est apportée de Saarbrücken par des voituriers, à qui elle est payée sur le pied de 2 fr.,35 les 100 kilogrammes. Le prix d'achat sur la mine est de 0 fr.,64 + 0 fr.,11 de droit d'entrée. Ainsi le transport revient à 1 f.,60 les 100 kilogrammes pour une distance de 56 kilomètres. C'est 0 fr.,0275 par 100 kilogrammes et par kilomètre parcouru. Il n'y a guère de retours de Dieuze à Saarbrücken.

Les tarifs sur les chemins de fer de France sont :

De Saint-Etienne à Lyon 0 fr.,10 par tonne et par kilomètre à la descente ; ce tarif a été porté à 0 fr.,12 et 0 fr.,13 à la remonte, savoir : 0 fr.,12 de Givors à Rive-de-Gier, et 0 fr.,13 de Rive-de-Gier à Saint-Etienne.

De Saint-Etienne à la Loire 0 fr.,15 à la descente; 0 fr.,20 à la remonte. (Les tarifs légaux sont beaucoup plus élevés ; ils sont de 0 fr.,25 à la descente et 0 fr.,37 à la remonte.)

Les tarifs qui suivent sont les tarifs légaux sur lesquels quelques compagnies ont consenti des réductions.

D'Andrezieux à Roanne 0 fr.,145 à la descente ; 0 fr.,175 à la remonte.

De la Grand-Combe à Beaucaire, 0 fr.,10 pour la houille, et 0 fr.,15 pour les autres marchandises de troisième classe à la descente ; 0 fr.,17 à la remonte.

De Paris à Orléans, 0 fr.,125 pour la houille, et 0 fr.,16 pour les marchandises de troisième classe.

De Paris à Rouen, les mêmes que pour le précédent.

De Strasbourg à Bâle, *id.*, *id.*

De Nîmes à Montpellier, 0 fr., 10 pour la houille.

Le tarif sur les canaux est de 0 fr.,05 par tonne et par kilomètre, à quoi il faut ajouter 0 fr.,015 pour frais de nolis du bateau et de halage.

Les frais de navigation entre Roanne et Briare sur la Loire,

entre Paris et Rouen, à la descente, ne s'élèvent pas à plus de 0 fr., 03 par tonne et par kilomètre.

Sur une bonne route à la Mac-Adam, un cheval tire par jour de 10 heures, de 22 à 24 ^{cwt} de 112^{lbs} (1150 kilogrammes), y compris le poids de la voiture, à une distance de 23 à 24 milles anglais (37.800 mètres). Le poids de la voiture est à peu près le quart du poids total, ce qui réduit l'effet utile à 862 kilogrammes transportés à 38 kilomètres (fractions négligées). L'effort de traction du cheval est estimé, sur une route semblable, à 1/35e du poids de la voiture et de la charge, 33 kilogrammes environ.

Sur un chemin de fer en plaine, d'après Wnod, un cheval travaillant 10 heures par jour et marchant avec une vitesse de 2 milles anglais (3218 mètres à l'heure), traîne 10 tonnes à 20 milles anglais (32.180 mètres). Le poids des waggons étant un peu moins du tiers du poids total, il en résulte que l'effet utile est de 7 tonnes environ transportées à 32.180 mètres. L'effet utile sur le chemin de fer est donc à l'effet utile sur la route à la Mac-Adam, comme 6,3 : 1.

Sur le tramm-road de Crumlyn à Newport (Monmouthshire), dont la pente est de 6 pouces pour 22 yards ou 1/132e, deux chevaux traînent à la descente à une distance de 12 milles, 7 waggons pesant chacun 16 cwt de 122 lbs et chargés de 3 tonnes de houille ; ils remontent le même jour les waggons vides. L'effet utile est donc, pour chaque cheval, de 10 1/2 tonnes transportées à 12 milles, et la charge transportée est composée de

12,83 à 12 milles en descendant, et

2,33 à 12 milles en remontant.

Les waggons vides ou chargés de marchandises sont remorqués de Rive-de-Gier à Saint-Étienne (Loire) sur une rampe uniforme de $\frac{145}{10000}$ sur tout le parcours, qui est de 22 kilomètres, par des machines locomotives d'une construction particulière, imaginée par M. Verpilleux, habile constructeur de Rive-de-Gier, et entrepreneur de ce transport. La machine locomotive est à quatre roues couplées deux à deux, et pèse environ 10 tonnes avec son chargement d'eau. Le tender à la suite pèse, avec son chargement, 12 tonnes à peu près ; il porte deux cylindres moteurs semblables à ceux de la locomotive qui le précède. Les pistons de ce cylindre impriment le mouvement de rotation à l'un des essieux du tender, dont les roues sont aussi couplées. Les cylindres du tender reçoivent la vapeur motrice de la chaudière, par un tuyau formé de trois parties articulées l'une avec l'autre, au moyen de presse-étoupes, de manière à ce que ces

parties puissent former l'angle nécessaire, et rentrer l'une dans l'autre, lorsque le train est engagé dans une courbe. M. Verpilleux a été conduit à adopter cette disposition, afin d'obtenir l'adhérence qui était nécessaire pour remonter des trains lourds sur une rampe de 14 millimètres 1/2 par mètre, sans dépasser une limite de poids de 15 tonnes pour sa locomotive, limite qui lui a été imposée par la compagnie propriétaire du chemin, en raison des faibles dimensions des rails de cette ligne; il est d'ailleurs presque inutile de dire qu'il a donné un très-petit diamètre aux pistons de ses quatre cylindres moteurs dont il a allongé la course : il est ainsi parvenu à remonter en tout temps, avec une seule locomotive, des convois de trente-deux à trente-sept waggons vides pesant chacun 1400 kilogrammes. Il reçoit de la compagnie 1 fr., 60 cent. par tonne remorquée de Rive-de-Gier à Saint-Étienne, pour le parcours total de 22 kilomètres; chaque waggon vide compte pour une tonne seulement, quoiqu'il pèse 1400 kilogrammes. Ce marché n'est pas désavantageux à M. Verpilleux.

L'embarquement de la houille dans les navires, dans les ports où l'influence des marées se fait sentir, a donné lieu à la construction de couloirs mobiles et d'embarcadères plus ou moins ingénieux, qui sont destinés à porter la houille sur les navires, à une distance variable du rivage et à une hauteur plus ou moins grande, suivant le niveau des eaux. Ces couloirs et embarcadères sont très-nombreux dans les ports d'embarquement de la houille en Angleterre. Leur description sortirait du cadre de cet ouvrage; je me borne donc à les indiquer, et à renvoyer le lecteur que ce sujet pourrait intéresser au mémoire de M. Piot, sur les houillères des environs de New-castle (*Ann. des mines*, 4e série, t. I).

CHAPITRE XI.

ÉPUISEMENT DES EAUX DES MINES.

Galeries d'écoulement. — L'assèchement des mines s'opère, soit au moyen de *galeries d'écoulement* qui débouchent dans les vallées voisines, soit à l'aide de machines. Dans ce dernier cas, pour peu que les eaux à extraire soient abondantes, leur épuisement donne lieu à une dépense journalière considérable, indépendamment des frais de premier établissement des machines. Les excavations sont d'ailleurs sujettes à être inondées par une affluence d'eaux extraordinaire, ou par le bris de quelqu'une des machines. Aussi doit-on pratiquer des galeries d'écoulement, toutes les fois que leur creusement n'est pas trop dispendieux, eu égard à l'importance de la mine exploitée. La plus grande partie des eaux qui tombent au fond des excavations arrivent presque toujours par des fissures voisines des crêtes du gîte exploité, et qui sont même fréquemment le résultat des travaux d'exploitation pratiqués sur ces crêtes. Les galeries d'écoulement bien construites et bien entretenues reçoivent ces eaux, et les amènent au jour, sans leur permettre de tomber à un niveau plus bas. Bien plus, quand elles passent à une assez grande profondeur au dessous du sol, on peut y faire tomber par des puits particuliers les eaux de sources ou de ruisseaux coulant à la surface, et utiliser, au moyen de machines appropriées, balances d'eau, roues hydrauliques, machines à colonne d'eau, la puissance motrice de ces chutes pour l'extraction des minerais ou l'épuisement des eaux des niveaux inférieurs. Ainsi l'utilité des galeries d'écoulement ne se borne pas à éviter toute dépense d'épuisement pour la partie du gîte supérieure à leur niveau : elle s'étend encore à l'exploitation des parties inférieures, par la diminution de la hauteur à laquelle les eaux doivent être portées par les machines, et par la réduction considérable du volume à élever.

L'importance des galeries d'écoulement justifie donc les dépenses considérables auxquelles ont donné lieu plusieurs travaux fameux de ce genre, et le soin avec lequel les administrations publiques

veillent à leur conservation, dans les pays où elles exercent une action plus ou moins directe sur l'exploitation des mines. Lorsque les contrées que l'on peut appeler des districts de mines, parce qu'il y existe plusieurs gîtes rapprochés dont les directions sont parallèles, ou se coupent sous des angles peu différents les uns des autres, sont montueuses et découpées par des vallées, il est avantageux d'y pratiquer des galeries d'écoulement générales d'une grande étendue, qui assèchent à la fois plusieurs mines différentes, et peuvent aussi donner lieu à la découverte de nouveaux gîtes, en recoupant les parties de terrain qui séparent les gîtes déjà connus. C'est ainsi que l'on trouve dans les districts du Hartz, dans les environs de Freyberg, etc., en Allemagne, dans le comté de Cornwal en Angleterre, des galeries d'écoulement d'une fort grande longueur.

Plusieurs bassins houillers, situés dans les pays de montagnes, sont aussi asséchés par de grandes galeries d'écoulement : on peut citer celui de la basse Silésie, quelques groupes de mines dans le pays de Saarbrücken, etc. Toutefois, le prix peu élevé auquel on peut obtenir, sur les mines de houille, par l'emploi de machines à vapeur, la puissance motrice nécessaire à l'épuisement des eaux, fait que l'on a eu rarement recours aux grandes et coûteuses galeries d'écoulement dans les bassins houillers. Il n'en est pas moins vrai que, même là, ces galeries procurent de grandes facilités pour l'aérage, le transport souterrain, la régularité des exploitations, l'exploration des parties encore inconnues du sous-sol, et seraient souvent en définitive bien plus économiques que l'emploi des machines. Malheureusement la division d'un bassin houiller entre des propriétaires différents vient apporter à l'exécution des travaux d'une utilité générale, comme ceux dont nous nous occupons ici, des obstacles que la volonté de l'administration n'est pas toujours à même de vaincre.

Tracé des galeries d'écoulement.— Le tracé d'une galerie d'écoulement qui doit servir pour une ou plusieurs exploitations doit être dirigé dans le double but d'assécher les mines connues jusqu'au niveau le plus bas possible, eu égard à la dépense que la richesse et l'étendue des gîtes permettent d'y consacrer, et d'explorer autant que possible la partie inconnue du terrain. En général la galerie se compose de parties à travers bancs perpendiculaires à la direction des gîtes exploités, et d'embranchements exécutés dans chaque gîte suivant sa direction. On cherche d'ailleurs à réduire la dépense du creusement, en faisant passer les parties à travers bancs là où la roche est le moins dure, par exemple, dans des filons croiseurs stériles, s'il en existe

qui recoupent les gîtes exploités sous un angle assez voisin d'un droit. Tout dépend à cet égard de la configuration du pays, de la constitution intérieure du terrain et de l'allure des gîtes. La galerie débouche généralement au fond d'une vallée, sur les bords du cours d'eau qui y circule; on place son orifice à un niveau supérieur à celui des plus hautes eaux, pour se mettre à l'abri des inondations accidentelles. On détermine ses dimensions d'après son importance. Si elle ne doit servir qu'à l'écoulement, il sera rarement utile de lui donner plus de 2 mètres de hauteur sur $1^m,75$ à 2 mètres de large. Sa pente doit être fixée d'avance, et il faut veiller avec soin à ce que les entrepreneurs se conforment à la pente arrêtée, et tiennent le sol aussi uni qu'il est possible, pour que le cours des eaux ne soit pas retardé par les inégalités du lit dans lequel elles coulent, pour éviter que le sol se recouvre de dépôts entraînés par les eaux, et afin qu'il puisse, en tout cas, être facilement nettoyé.

La pente doit être très-faible, afin de perdre la moindre hauteur possible dans l'étendue souvent considérable de la galerie depuis son orifice jusqu'aux gîtes à assécher. Elle sera à peu près nulle dans les parties creusées hors des gîtes, et qui ne servent point au passage habituel des ouvriers, parce que la profondeur de l'eau qui couvre le sol n'a pas, dans ces parties, de graves inconvénients; les eaux y coulent en vertu de la pente qui s'établit à leur surface. Elle sera de 2 à 3 millièmes dans les parties creusées dans les gîtes, qui servent au passage des ouvriers, et sont plus sujettes à recevoir sur le sol des matières terreuses qu'il faut enlever. Dans le cas d'ailleurs où ces portions de galeries devront en même temps servir au transport souterrain, on leur donnera l'inclinaison nécessaire à la facilité du roulage, qui n'est guère au dessous de 5 millièmes.

Exécution des galeries d'écoulement.— Les galeries d'une grande étendue sont habituellement attaquées à la fois à leur orifice et sur plusieurs autres points de leur trajet, au moyen de puits déjà existants, ou que l'on creuse exprès. La direction étant tracée à la surface du sol par des jalons, un nivellement en long vérifié à plusieurs reprises et avec beaucoup de soin, fait connaître les profondeurs exactes de la galerie au dessous de chaque point. On peut, au bas de chaque puits creusé sur la direction, établir deux tailles dont l'une s'avance vers l'orifice, et l'autre dans la direction opposée. La nécessité de tenir provisoirement les eaux à sec et d'aérer les tailles entreprises au bas des puits, augmente les dépenses du creusement d'une manière notable. Pour rendre l'épuisement des eaux plus facile, on peut, si la distance de deux points d'attaque successifs est médiocre eu égard à la pente qu'on veut donner au sol de la galerie, ménager, lors du

creusement des deux tailles, une légère pente du sol, pour que les eaux coulent naturellement des deux tailles vers le puits où elles sont reçues dans un puisard. On fait disparaître ensuite les contre-pentes, lorsque les communications sont établies entre l'orifice et tous les points d'attaque. Il faut d'ailleurs toujours finir par rectifier ainsi le sol d'une galerie qui a été attaquée sur plusieurs points, à cause des légères erreurs inévitables dans les nivellements, et pour que ces erreurs ne soient pas préjudiciables, on a soin de tenir le sol des tailles provisoires à un niveau un peu supérieur à celui de la galerie terminée, sauf à enlever, lors de la rectification définitive, ce que l'on a laissé de trop. On peut voir, dans la richesse minérale de M. de Villefosse, les détails relatifs à l'exécution de la galerie dite Tiefe Georg Stollen, destinée à l'assèchement d'un district de mines du Hartz. Cette galerie longue d'environ 10 kilomètres (5000 toises), fut attaquée simultanément sur dix-sept points, et terminée dans l'espace de dix-neuf ans, de 1780 à 1799.

Précautions à prendre pour que les eaux ne tombent pas dans les excavations inférieures. — Lorsque les exploitations sont situées à un niveau inférieur à celui des galeries d'écoulement, le sol de celles-ci doit être imperméable, sur tous les points où les eaux pourraient tomber dans les travaux inférieurs. Par cette raison, les parties exécutées en galeries d'allongement dans les gîtes exploités doivent être assises sur le mur du gîte, et il est bon que celui-ci soit entaillé de manière à ce que le lit des eaux soit dans la roche de ce mur et non dans celle du gîte. Il y a d'ailleurs un autre motif d'agir ainsi : c'est que les eaux provenant des filtrations supérieures coulent en plus grande abondance sur le mur et sont ainsi recueillies directement dans la galerie. Partout où des circonstances particulières ne permettraient pas de se conformer à la règle précédente, et où le sol ne serait pas parfaitement imperméable, on devrait y établir un canal en bois ou en fonte, pour servir de lit aux eaux et les contenir. La même précaution devrait être prise dans les parties voisines des gîtes où la roche serait traversée par des fissures qui communiqueraient avec les exploitations existantes.

Machines d'épuisement.—Les appareils usités dans les mines pour l'épuisement des eaux sont les seaux ou tonnes mis en mouvement par un treuil à bras, ou par des baritels qui ont pour moteurs des chevaux, l'eau ou la vapeur, rarement des norias ou chapelets, le plus souvent des pompes de diverses constructions.

Seaux et tonnes à eau. — Dans les puits en creusement, lorsque les eaux ne sont pas excessivement abondantes, on les extrait dans

les mêmes tonnes que les déblais, au moyen de treuils ou de baritels. Ces tonnes sont vidées le plus souvent à la manière ordinaire, et sans les détacher des câbles d'extraction : on dispose, sur le devant du puits, une sorte d'auge ou d'encaissement en bois (Voyez la *fig.* 5, *Pl. XLVI*), dont le fond est incliné en avant; cette auge est fermée du côté du puits par une pièce de bois transversale formant rebord. Au bas du plan incliné et dans un angle est ménagé un trou par lequel s'échappent les eaux; un bout de canal les conduit à une petite distance, d'où elles ne puissent pas rentrer par infiltration dans le puits; les déblais solides enlevés en même temps que l'eau restent sur le fond de l'auge, et sont repris à la pelle, pour être jetés plus loin, ou chargés au besoin dans des brouettes.

Quand on emploie des tonnes de grandes dimensions élevées par des baritels, on les vide souvent, ainsi que nous l'avons expliqué page 58, en les laissant retomber en porte à faux sur une barre mobile, et les poussant par derrière avec une seconde barre mobile. Le choc de la tonne retombant sur la barre peut occasionner la rupture de celle-ci, et il faut éviter que les fragments ne tombent dans le puits où ils pourraient tuer ou blesser des ouvriers; c'est pourquoi, lorsqu'on emploie ce mode de déchargement, on attache la barre par ses deux extrémités à des cordes amarrées à la charpente des molettes, dont la longueur est simplement suffisante pour que la manœuvre soit possible, et auxquelles les fragments de la barre resteraient suspendus en cas de rupture. Malgré cette précaution, il arrive assez souvent que les ouvriers qui travaillent au creusement sont blessés par une pierre ou un fragment de bois qui retombe dans le puits, et il serait prudent de substituer aux barres une auge à roulettes très-solidement construite, mobile sur des rails en fer, et que l'on ferait avancer sur les puits, lorsque la tonne aurait dépassé le plan de son orifice, pour la laisser ensuite retomber sur cette auge, où elle serait vidée en la renversant par un procédé analogue à celui que nous avons décrit. Il ne serait pas d'ailleurs nécessaire que cette auge recouvrît la totalité du puits. Il est indispensable de renverser la tonne, et on ne peut la vider par une soupape de fond, lorsqu'elle ramène à la fois de l'eau et des déblais solides.

Les seaux ou les tonnes sont encore assez souvent employées pour l'épuisement des eaux, dans des puits qui servent déjà à une exploitation régulière; lorsque les eaux sont peu abondantes, et que celles qui arrivent pendant la journée de travail peuvent être facilement contenues dans un puisard ou réservoir de petites dimensions, on les épuise chaque jour, après que la journée de travail est terminée, en

se servant de la machine et des câbles d'extraction, et remplaçant seulement les bennes d'extraction par des tonnes à eau. Dans ce cas il est bon d'avoir des tonnes solidement construites, à large soupape de fond, qui se remplissent promptement dans le puisard, et se vident, sans être renversées, dans une auge à roulettes que l'on pousse sur le puits, dès que la tonne a dépassé le plan de son orifice. Les tonnes en bois et sans soupape de fond surnagent avant de se remplir; pendant ce temps on continue à donner du câble qu'il faut ensuite relever; le renversement des tonnes arrivées au jour a le double inconvénient d'exiger une manœuvre assez pénible, et de détruire promptement les tonnes.

Si l'épuisement avec des tonnes est à peu près continu et s'opère par un puits qui ne serve pas en même temps à l'extraction des minerais, on peut vider la tonne au moyen d'une disposition très-simple, représentée *fig.* 1 *Pl. LIII*, qui consiste à la suspendre au câble par une anse en fer tenant à des tourillons saillants sur sa paroi extérieure, et qui sont placés aux deux extrémités d'un diamètre situé à une petite hauteur au dessus du centre de gravité de la tonne remplie d'eau. Les tourillons tournent librement dans les œils qui terminent les deux branches de l'anse. Lorsque l'orifice d'une tonne pleine d'eau a dépassé de quelques centimètres le seuil qui ferme du côté du puits l'encaissement destiné à recevoir les eaux, la tonne est saisie par l'extrémité recourbée en forme de crochet d'une tige en fer, dont l'autre extrémité est retenue au fond de l'encaissement par une pièce transversale, mobile dans les œils de crampons fichés dans ce fond. La tige recourbée peut ainsi se relever, en tournant autour d'une charnière horizontale passant par sa seconde extrémité; en continuant à élever la tonne, celle-ci se déverse par dessus le seuil de l'auge; lorsqu'elle est vide, il suffit de tourner en sens inverse pour qu'elle redescende dans le puits; la disposition que nous venons de décrire est fréquemment usitée pour des épuisements d'eau qui se font à l'aide de treuils à bras et de seaux d'une capacité médiocre.

Les *fig.* 2 et 3, *Pl. LIII*, représentent une disposition qui peut être adoptée pour l'épuisement de l'eau dans les puits inclinés. Les tonnes sont remplacées par des caisses prismatiques en bois ou en tôle *a*, pourvues de roues qui circulent sur deux lignes de rails posés sur le mur du puits incliné. Ces caisses sont attachées aux câbles par une anse *b* qui saisit deux tourillons fixés aux parois latérales, à peu près à la hauteur du centre de gravité de la caisse pleine. Arrivées à la partie supérieure du puits, les roues antérieures de la caisse viennent s'appuyer sur les extrémités *cc* des rails qui sont recourbées circulairement vers l'intérieur du puits, de manière à embrasser ces roues.

Le treuil continuant à tourner dans le même sens, la caisse est soulevée en tournant autour de l'essieu des roues antérieures, et son contenu se déverse dans l'auge établie sur le devant du puits. La caisse est guidée, dans ce mouvement de rotation, par deux pièces latérales en fer ou en fonte *d*, *d*, fixées sur le mur du puits, contenues dans des plans verticaux, écartés d'une distance un peu plus grande que la voie, et qui laissent celle-ci entre eux. Ces pièces sont courbées suivant un arc de cercle dont le centre est sur l'axe de l'essieu antérieur, lorsque les roues sont appuyées sur les bouts recourbés *cc* des rails. Deux roulettes *r*, *r*, fixées aux parois latérales de la caisse, viennent s'appuyer sur les pièces *dd*, en même temps que les roues antérieures s'appuient sur les bouts *cc* des rails. Les roulettes *r*, *r* embrassent les guides *d*, *d* pendant la rotation de la caisse, et cette rotation est limitée par la forme recourbée des guides qui empêche les roulettes de s'élever beaucoup au dessus de la position où le fond de la caisse *a* est horizontal. Les caisses *a* peuvent être munies de soupapes de fond, pour en faciliter le remplissage dans le puisard.

Un épuisement continu, exécuté à l'aide de tonnes, devient du reste très-coûteux par l'usure rapide des câbles due à l'état d'humidité constante où ils se trouvent. Il est beaucoup plus économique d'avoir recours à des pompes.

Norias et chapelets. — Les norias et les chapelets verticaux sont quelquefois employés dans les mines, pour des épuisements temporaires à de petites profondeurs. Ces machines ne diffèrent pas par leur construction de celles que tout le monde connaît, et qui sont employées dans les travaux d'un autre genre; c'est pourquoi nous ne nous y arrêterons pas. Nous ferons remarquer seulement que l'emploi d'une noria, c'est-à-dire d'une chaîne sans fin articulée à laquelle sont fixés des seaux équidistants, et qui se plie à sa partie supérieure sur les extrémités de bras ou de cloisons planes fixées sur un arbre horizontal, pourrait être d'un usage avantageux pour le creusement de puits peu profonds dans des terrains tendres, sablonneux ou argileux, où il arriverait des eaux chargées de graviers et autres corps solides qui détruisent promptement les garnitures des pistons des pompes, et empêchent le jeu des soupapes. Il faudrait alors que la noria fût disposée de façon à pouvoir épuiser les eaux à des profondeurs croissantes, en les versant toujours à peu près au niveau de l'orifice du puits. On satisferait à cette condition, en allongeant la chaîne qui porte les seaux à mesure de l'approfondissement, ce qui exigerait que les tiges dont elle est formée fussent réunies par des boulons à vis ou à clavettes facilement amovibles.

Nous ne conseillerions pas l'usage de cette machine pour des pro-

fondeurs un peu grandes, égales ou supérieures, par exemple, à 10 mètres, parce qu'alors les chances de rupture de la chaîne laisseraient les ouvriers constamment exposés à des accidents graves, à moins que l'on ne donnât à cette chaîne une solidité qui aurait de grands inconvénients, par suite de l'augmentation de poids qui en résulterait.

Les pompes sont l'appareil le plus fréquemment employé; elles sont de formes et de constructions diverses.

Pompes en bois de petites dimensions. — Pour des épuisements temporaires, à de petites profondeurs, on se sert assez fréquemment de pompes en bois d'une construction extrêmement simple, qui sont confectionnées sur la mine même et entretenues par des ouvriers boiseurs.

La *fig.* 4, *Pl. LIII*, représente une pompe de ce genre. Elle se compose d'un tronc d'arbre foré, dont le diamètre intérieur est plus grand dans la partie supérieure *mn* que dans la partie inférieure *n o*, de sorte qu'il y a en *n n′* une assise annulaire sur laquelle est posée la soupape *s′*, dite soupape d'aspiration, et quelquefois soupape *inférieure*, soupape *fixe* ou *dormante*. Un piston creux P, muni d'un clapet *c*, se meut dans le bas de la partie large du tuyau, immédiatement au dessus de la soupape S. La partie rétrécie inférieure fait fonction de tuyau aspirateur. Le tuyau étant plongé par le bas dans l'eau qu'il s'agit d'élever, on imprime au piston P, dont la tige T s'élève au dessus de l'orifice supérieur et est munie d'un manche transversal M, un mouvement rectiligne alternatif, dont l'amplitude, quand le piston est mû directement à bras, est de 30 à 40 centimètres. Lorsque le piston monte, le clapet *c′* de la soupape S s'ouvre, et en supposant que la pompe soit déjà remplie d'eau, l'eau qui est logée dans la partie inférieure *no* de la pompe, traverse la soupape S pour remplir l'espace que le piston laisserait vide en dessous de lui, tandis que l'eau du puisard poussée par la pression de l'atmosphère s'élève dans la pompe, suit et remplace celle qui était précédemment engagée dans le tuyau *no*. En même temps le clapet *c* du piston est fermé, et la colonne d'eau soulevée par le piston se déverse en haut du tuyau. Lorsque le piston redescend, après avoir terminé son excursion ascendante, le clapet *c′* de la soupape S se referme et s'oppose au mouvement rétrograde de l'eau, qui a précédemment rempli l'espace compris entre cette soupape et le piston. Le clapet *c* du piston s'ouvre, l'eau traverse ce piston, ou plutôt le piston s'enfonce dans l'eau, et il sort alors par la partie supérieure de la pompe un volume d'eau simplement égal au volume de la partie de la tige T du piston qui était d'a-

bord hors de la pompe, et qui s'immerge à mesure que le piston descend. Nous supposons que nos lecteurs connaissent les principes physiques qui déterminent l'ascension de l'eau dans les pompes, ainsi que les causes capables de prévenir cette ascension, et de produire ce que l'on appelle des *arrêts*, dans le cas même où la course du piston ne s'élève au dessus du niveau de l'eau dans le puisard, qu'à une hauteur inférieure à celle d'une colonne d'eau faisant équilibre à la pression de l'atmosphère. On sait d'ailleurs qu'en cas *d'arrêt*, il suffit que la pompe soit une fois remplie d'eau dans toutes ses parties, pour que son jeu ne soit plus interrompu. Nous passons en conséquence à la description des pièces qui composent la pompe très-simple que la *fig.* 4, *Pl. LIII*, représente dans son ensemble.

Les *fig.* 5 et 6 représentent sur une plus grande échelle le piston P en section verticale et en projection horizontale. La *fig.* 7 est une section verticale de la soupape S, dont la projection horizontale est donnée par la *fig.* 8. Le corps de la soupape S est un cylindre de bois, évidé dans la partie centrale suivant un cône tronqué dont la grande base est tournée vers le bas, et muni d'une anse en fer *a m b*. Le clapet *c'* est un disque de cuir d'un diamètre plus grand que celui de l'orifice supérieur *a'b'* de la soupape, prolongé sur une partie de la circonférence en un appendice *q*, *fig.* 8, qui est cloué sur les bords du cône en bois. Ce disque de cuir est placé entre deux disques de bois ou de métal, dont le supérieur *e* a un diamètre plus grand, et l'inférieur *e'* un diamètre plus petit que *a' b'*. Le disque solide *e* est d'ailleurs d'un diamètre un peu moins grand que celui du cuir. Les trois disques sont réunis par des clous qui les traversent tous trois et sont rivés des deux bouts, ou par de petits boulons à vis. La roideur du disque *e* empêche le cuir d'être enfoncé par la pression de l'eau supérieure dans le vide inférieur. Ce disque se prolonge d'ailleurs en un appendice un peu relevé, placé du même côté que l'appendice du disque de cuir, et qui empêche le clapet de dépasser la situation verticale et de se renverser complétement en arrière, lors de l'aspiration produite par le mouvement ascensionnel du piston. Le cône en bois est entouré de chanvre non tressé, enduit d'un corps gras, quelquefois seulement de terre glaise. Lorsque la soupape est garnie de son clapet, on l'introduit par la partie supérieure de la pompe, et on l'enfonce à l'aide d'une tige en fer, en frappant, au besoin, avec ménagement, jusqu'à ce qu'elle soit assise sur son siége annulaire *nn'*, *fig.* 4.

Le piston est en bois et a la même forme que la soupape S. L'étrier auquel la tige est attachée est quelquefois en bois et taillé dans le même morceau que le corps du piston. Le clapet du piston est en

cuir comme celui de la soupape. Il est cloué par une queue sur le rebord *ik*. La garniture du piston qui empêche l'eau de passer entre lui et le tuyau, est une simple couronne en cuir *aa' bb'*, *fig.* 5, clouée par le bas contre le bord inférieur du cylindre creux en bois. Lorsque le piston s'élève, la pression de l'eau qui est au dessus de lui, écarte cette couronne du bois; elle prend une forme évasée, ainsi que le représente la *fig.* 5, et son bord supérieur s'applique exactement contre le corps de pompe.

Les ouvriers un peu adroits, maîtres mineurs ou boiseurs, savent faire eux-mêmes des pistons et des soupapes semblables, et les réparer. Le piston, quand il a besoin de réparations, se retire par la partie supérieure du tuyau. La soupape dormante se retire aussi par là. On va la chercher au fond du tuyau, au moyen d'une tige en fer de longueur convenable, et qui se termine par un crochet avec lequel on saisit en tâtonnant l'anse en fer de la soupape.

Lorsque la pompe est placée dans des galeries basses, la tige qui sert à pousser la soupape S ou à la retirer, est composée de plusieurs tringles réunies à articulation : chaque tringle est terminée à un bout par un anneau fermé, et à l'autre par un anneau qui reste un peu ouvert, de manière à pouvoir y introduire l'anneau de la tige précédente. Lorsqu'on élève des eaux troubles, dans lesquelles il y a du gravier ou des fragments de minerai, on entoure le bas du tuyau d'un panier en osier que l'eau aspirée doit traverser, et qui empêche les corps solides de s'introduire dans la pompe; sans cela, celle-ci serait bientôt hors de service.

Les pompes décrites ci-dessus sont principalement usitées dans les travaux intérieurs, pour élever les eaux peu abondantes qui se réunissent au fond de galeries inclinées ou de puits intérieurs, et les rejeter dans des galeries qui les conduisent à un réservoir où elles sont reprises par d'autres machines; elles n'ont jamais au delà de 10 mètres de longueur totale : la partie qui est au dessous de la soupape dormante a de 1m,50 à 2 mètres. Elles sont aisées à transporter et à mettre en place. Dans les galeries inclinées, on les couche tout simplement sur le sol, où on les fixe au moyen de quelques traverses en bois et de crampons en fer. On manœuvre le piston à bras, soit directement, en saisissant une poignée transversale fixée à l'extrémité de la tige, qui est alors terminée en T comme dans la *fig.* 4, soit par l'intermédiaire d'un levier droit ou coudé à bras inégaux. Le piston n'a jamais au delà de 15 à 16 centimètres de diamètre; il faut laisser au bois de l'arbre foré une épaisseur de 4 à 5 centimètres, ce qui, pour une pompe de 16 centimètres d'ouverture, exige une bille de bois de

24 à 26 centimètres de diamètre. Ces billes sont des tiges de sapin bien droites, sans nœuds ni défauts.

Grosses pompes en bois. Pompes basses. — On employait autrefois beaucoup de pompes en bois, même pour des épuisements à de grandes profondeurs, et il existe encore dans plusieurs anciennes exploitations, des lignes de pompes de ce genre, dont les pistons ont jusqu'à 20 ou 25 centimètres de diamètre, établies les unes au dessous des autres, dans des puits profonds. Elles sont appelées *pompes basses*, parce qu'elles n'ont guère plus de 8 à 10 mètres de hauteur totale, et que leur piston joue dans la partie supérieure, le tuyau aspirateur ayant jusqu'à 6 ou 7 mètres de longueur. On les a remplacées presque partout par des pompes en métal d'un effet bien meilleur, et d'un entretien beaucoup moins dispendieux. Nous nous bornerons en conséquence à indiquer ici leur mode de construction. Les anciennes pompes en bois, dites *pompes basses*, se composent d'un cylindre assez court de 1^m à $1^m,50$ de longueur au plus, formé d'une bille de bois forée au diamètre intérieur nécessaire pour contenir le piston, ou de douves épaisses réunies par des cercles en fer et dressées avec soin à l'intérieur. Au bas de ce cylindre est adapté un autre cylindre formé d'un arbre foré sur un diamètre plus petit, ayant 6, 7 ou 8 mètres de longueur au plus, qui doit faire fonction de tuyau aspirateur ; un clapet *dormant* de construction semblable à celui que nous avons décrit précédemment, repose sur l'orifice supérieur de ce tuyau où il est maintenu, soit par le frottement, soit par le poids de la pièce, qui doit être suffisant pour qu'elle ne soit pas soulevée par l'aspiration, lorsque le piston monte dans le corps de pompe. Un piston creux à soupape, en bois ou en métal, et garni en cuir, joue dans le cylindre supérieur. L'eau élevée par la pompe est versée dans une bache, dans laquelle plonge le tuyau aspirateur d'une pompe du même genre placée au dessus. Les tiges des pistons des pompes placées ainsi en cascade les unes au dessus des autres, sont attachées à des potences fixées sur une même tige verticale en bois, dite maîtresse tige, qui s'étend dans toute la profondeur du puits, et reçoit de la machine motrice un mouvement de va-et-vient qu'elle communique aux tiges de toutes les pompes. Celles-ci agissent presque entièrement par aspiration ; car l'eau est versée à une très-petite hauteur au dessus de la limite supérieure de la course du piston ; elles ont des inconvénients graves et nombreux.

1° Elles sont sujettes à des *arrêts*, lorsque le piston arrivé à l'extrémité inférieure de sa course, ne touche pas la soupape dormante.

2° Les garnitures en cuir des pistons doivent être changées très-

fréquemment, et malgré cela, on ne parvient pas à éviter des pertes d'eau considérables, dues à l'usure inégale et irrégulière du cylindre en bois dans lequel jouent les pistons.

3° Si une pompe placée à un niveau élevé perd son eau, les pompes supérieures cessent d'être alimentées, et l'eau retombe au fond du puits, après avoir été élevée inutilement par les pompes inférieures qui sont en bon état.

4° Le grand nombre de pistons et de pompes nécessaires pour élever les eaux d'une profondeur un peu considérable, donne lieu à des réparations presque continuelles, ce qui occasionne des temps d'arrêt fréquents dans l'épuisement, et pour que ces temps d'arrêt soient plus courts, il faut avoir un grand nombre de pièces de rechange prêtes à fonctionner.

5° Lorsque les clapets d'aspiration perdent l'eau et ont besoin d'être réparés, on ne peut les enlever que par l'orifice supérieur de la pompe, et pour cela il est nécessaire de retirer d'abord le piston.

On a remédié à quelques-uns de ces inconvénients; ainsi on a composé les cylindres ou *corps de pompes*, dans lesquels jouent les pistons, de deux pièces de bois demi-cylindriques, doublées intérieurement de feuilles de cuivre ou d'un manchon de cuivre, juxtaposées avec interpositien de toiles enduites de mastic imperméable à l'eau, et serrées l'une contre l'autre par des cercles munis de frettes à vis. On a joint le corps dc pompe au tuyau aspirateur, par un manchon en bois composé de douves réunies par des cercles en fer, dont le diamètre intérieur dépasse un peu le diamètre extérieur du corps de pompe et du tuyau aspirateur. Ces deux parties entrent dans les extrémités opposées du manchon, où elles sont assujetties par un picotage très-serré imperméable à l'eau. On a ménagé dans l'épaisseur du manchon une ouverture carrée, assez grande pour qu'on pût y passer la main, et extraire la soupape dormante, qui est placée sur l'orifice supérieur du tuyau aspirateur, lorsque cette soupape a besoin de réparations. Lorsque la pompe fonctionne, cette ouverture est fermée par un tampon en bois ayant la forme d'une pyramide tronquée, et maintenu en place par un cercle de fer et une vis de pression. Cette disposition a permis de fixer la soupape dormante d'une manière invariable sur l'orifice supérieur du tuyau aspirateur, et de la retirer sans enlever le piston, quand elle a besoin d'être réparée. Elle a permis aussi de surmonter le corps de pompe par une colonne de tuyaux plus ou moins haute, dans l'intérieur desquels passe la tige du piston, et où l'eau est élevée, lorsque le piston monte, pour se verser à un niveau supérieur. Les pompes aspirantes ont été

ainsi transformées en pompes *élévatoires*. En même temps, on a diminué la longueur du tuyau d'aspiration, ce qui a rendu les *arrêts* moins fréquents, et l'on a diminué le nombre de pompes nécessaires pour porter l'eau à une hauteur donnée.

Comme les améliorations que nous venons d'indiquer se retrouvent dans les pompes *élévatoires* métalliques, nous nous bornerons à décrire avec détail ces dernières, qui ont des avantages incontestables sur les pompes en bois.

Pompe en bois employée au fond de puits en creusement. — On continue néanmoins à faire usage de ces dernières dans quelques circonstances particulières, et notamment lors du creusement des puits. La pompe la plus basse devant être continuellement déplacée à mesure que le creusement avance, il importe que les pièces en soient assez légères pour qu'elles puissent être maniées facilement. Cette circonstance laisse de l'avantage aux pompes en bois. Les *fig.* 9 à 15, *Pl. LIII*, représentent une pompe de ce genre que M. Pernollet a employée à la mine du Huelgoat, et qu'il a décrites dans les *Annales des Mines*. La *fig.* 9 représente le corps de pompe dans lequel se meut le piston P, la soupape dormante, et la partie du tuyau aspirateur contiguë au corps de pompe. Les *fig.* 11, 12 et 13 sont une section verticale et deux projections horizontales du piston P vu en dessus et en dessous. Les *fig.* 14 et 15 représentent la soupape dormante et son clapet. La *fig.* 10 représente le système qui s'adapte à la portion de tuyau aspirateur fixée au bas du corps de pompe dans la *fig.* 9, et à l'aide duquel on prolonge le tuyau aspirateur, à mesure de l'approfondissement du puits.

Le corps de pompe, *fig.* 9, qui est formé de deux demi-cylindres de bois réunis par des frettes en fer, est doublé intérieurement par un manchon en cuivre rouge laminé, soudé suivant une génératrice; *rr* sont des rainures circulaires ménagées dans le bois, et que l'on a remplies de mastic avant la pose du manchon en cuivre auquel le mastic devient adhérent. Cette précaution prévient les rentrées d'air qui pourraient avoir lieu par le haut, ou par les deux joints suivant lesquels sont juxtaposés les deux demi-cylindres en bois. BB′ est le tuyau aspirateur introduit par le bas dans l'intérieur du corps de pompe; la jonction des deux tuyaux est opérée par un picotage très-serré fait dans l'épaisseur du bois du corps de pompe : *pp* sont les coupes de deux coins. Le joint est ainsi parfaitement imperméable à l'eau et à l'air. Le clapet *c* de la soupape dormante est posé sur un cylindre court en bronze *k*, fixé sur les bords du tuyau aspirateur. Il reste ainsi, au bas du corps de pompe un espace annulaire dans lequel tombent les graviers et autres corps solides entraînés par

l'eau, qui ne peuvent pas demeurer sur les bords minces du cylindre métallique. Le clapet *c* est formé d'un double cuir de 12 millimètres d'épaisseur totale, serré entre deux rondelles en cuivre rouge d'inégal diamètre par un boulon *d* qui traverse les trois disques. La rondelle métallique supérieure porte un appendice *q* destiné à prévenir le renversement du clapet. Le cylindre *k* est fixé par les oreilles *o*, *o*, sur la partie supérieure du tuyau BB', au moyen de deux boulons *ζζ*. Les cavités latérales ménagées dans le bois pour loger et placer les écrous inférieurs sont remplies de mastic, après que ces écrous ont été mis en place. Une rondelle de cuir est interposée entre le bas du porte-clapet *k* et le bois. X est un tampon de bois amovible, fermant une ouverture par laquelle on peut passer la main, lorsqu'on veut enlever les graviers qui se sont accumulés au bas du corps de pompe, ou substituer au clapet *c* un clapet neuf. Les *fig.* 11, 12 et 14, représentent le piston appelé par les mineurs piston du Hartz, parce qu'il est employé dans ce pays et dans la plupart des mines métalliques de l'Allemagne. C'est un bloc de bois de hêtre percé de six trous, évasés vers le bas, pour le passage de l'eau, et garni d'une couronne de cuir clouée par le bas sur son contour : il a pour clapet un disque de cuir fixé au centre du disque de bois par la tige en fer du piston, qui traverse à la fois le disque de cuir et le cylindre de bois dans leur axe.

Le tuyau BB' est prolongé par le système de tuyau représenté dans la *fig.* 10 ; la partie E s'adapte au bas du tuyau B', *fig.* 9, par simple emboîtement : on rend le joint étanche au moyen d'un bourrelet d'argile. La partie F glisse sur l'autre partie E qu'elle enveloppe comme un fourreau. Un bourrelet d'argile *ww* suffit pour empêcher que l'air soit aspiré. On peut, en faisant couler le fourreau F sur le tuyau intérieur, prolonger l'aspirateur de $2^m,50$, ce qui permet d'approfondir le puits d'autant, sans descendre le corps de pompe.

Grandes pompes de mines. — Les pompes de mines, pour les épuisements à de grandes profondeurs, sont de deux genres, savoir : les pompes dites *élévatoires* à *piston creux*, qui sont celles dont on a fait d'abord usage, et qui sont encore très-fréquemment usitées; et les pompes *foulantes* ou *élévatoires* à *piston plein*.

Pompes élévatoires à piston creux. — Les parties d'une pompe élévatoire sont : un cylindre alésé en fonte de fer ou en bronze que l'on appelle le corps de pompe; un tuyau aspirateur, placé au dessous du corps de pompe : un tuyau d'ascension placé au dessus de celui-ci : une *chapelle* ou tuyau court, fermé sur une de ses faces par une porte amovible, qui se place entre le corps de pompe et le tuyau aspirateur : une soupape dormante placée à la partie supérieure du tuyau

aspirateur ; un piston creux à clapets lié à une tige qui s'élève dans l'axe du tuyau d'ascension et dépasse l'orifice de ce tuyau.

La *fig.* 16, *Pl. LIII*, représente ces pièces mises en place ; AB est le corps de pompe ; FG le tuyau montant qui se compose de plusieurs tuyaux en fonte assemblés au moyen de brides, et de boulons à écrous (la figure ne représente qu'un fragment du tuyau inférieur) ; P le piston dont la tige T se prolonge jusqu'au dessus de l'orifice du tuyau d'ascension ; C la chapelle ayant sa porte en P ; S la soupape dormante : DE le tuyau aspirateur, terminé à sa partie inférieure par un renflement percé de trous pour l'introduction de l'eau.

La longueur du corps de pompe dépasse un peu celle de l'excursion du piston. On remarquera que le corps de pompe est évasé à ses deux extrémités, afin que le piston puisse descendre sans difficulté, quand il en est besoin, jusque dans la chapelle, ou monter jusque dans le tuyau d'ascension. D'ailleurs le piston, dans ses excursions, ne dépasse pas les limites de la partie cylindrique, mais il est bon qu'il s'approche beaucoup de ces limites : autrement il arriverait que les parties contre lesquelles il ne frotterait pas, se couvriraient de rouille ou d'un dépôt laissé par les eaux extraites, et que dans l'un et l'autre cas, on aurait de la peine à lui faire dépasser, en cas de besoin, les limites de son excursion ordinaire.

La section de la chapelle par un plan horizontal est beaucoup plus grande que celle du piston, et la porte P doit être assez large, pour que l'on puisse extraire par là, soit le piston détaché de sa tige, soit la soupape S, quand ces pièces détériorées doivent être remplacées par d'autres que l'on a toujours en réserve.

La soupape dormante S est posée sur un évasement en forme de tronc de cône, qui est ménagé à la partie supérieure du tuyau aspirateur, ou plutôt immédiatement au dessous de la partie renflée de la chapelle qui se prolonge vers le bas par un bout de tuyau cylindrique. Cette soupape a une anse, pour qu'on puisse, au besoin, la retirer au moyen d'une tige terminée par un crochet, par la partie supérieure du tuyau montant. Elle doit être assez lourde, pour que son propre poids la maintienne en place, lorsque le piston s'élève ; ou bien elle doit être fixée sur son siége d'une manière invariable, par un moyen quelconque.

Le bas du corps de pompe n'est qu'à une hauteur de 2 mètres au dessus du niveau auquel commencent les trous par lesquels peut entrer l'eau aspirée. Le tuyau aspirateur est donc très-court, et il importe qu'il en soit ainsi, pour que la pompe ne soit pas sujette, lorsqu'elle commence à fonctionner sans être remplie d'eau, à des

arrêts qui seraient fréquents, à cause de la grandeur de l'espace compris entre la soupape dormante et la partie inférieure de la course du piston. La partie percée de trous doit d'ailleurs être entièrement immergée dans le bassin qui contient les eaux à épuiser, sans quoi la pompe n'aspirerait que de l'air. Enfin le diamètre du tuyau aspirateur est à peu près égal à celui du corps de pompe ou du tuyau montant.

Le diamètre du tuyau montant doit toujours être un peu plus grand que celui du corps de pompe, si l'on veut que le piston puisse être retiré par la partie supérieure de ce tuyau ; lors même que la chapelle ne serait pas exposée à être noyée, et que le piston pourrait toujours être retiré par la porte P, il n'en serait pas moins utile de donner au tuyau montant un diamètre supérieur à celui du corps de pompe, pour atténuer la résistance due au frottement de l'eau dans l'intérieur de ce tuyau.

Le tuyau montant est composé de plusieurs tuyaux cylindriques en fonte, de 2 à 3 mètres de longueur chacun, assemblés au moyen de brides plates annulaires, entre lesquelles on interpose une garniture dite *joint*, qui ferme hermétiquement, sous la pression déterminée par des boulons à vis et écrou qui réunissent les brides. Ces *joints* consistent habituellement en une couronne plate annulaire en fer battu, que l'on entoure d'étoupes ou mieux d'une étoffe grossière de laine qu'on laisse tremper dans du goudron liquide pendant 24 heures. La couronne ainsi entourée se pose sur le bord interne de la bride du tuyau inférieur, et se trouve serrée entre les deux brides par les boulons à vis et écrou qui s'appliquent plus près des bords extérieurs de ces brides.

On fait des joints plus solides, en substituant aux étoupes ou à l'étoffe imprégnée de goudron, des baguettes cylindriques de plomb ou même de cuivre, pliées circulairement, qui s'aplatissent par le serrage des boulons. Mais il faut alors que les faces des brides entre lesquelles est saisie la baguette métallique soient dressées avec soin, tandis qu'elles peuvent rester brutes et telles qu'elles sortent du moule dans lequel les tuyaux ont été coulés, lorsqu'on fait usage de garnitures en tissu goudronné; celles-ci reviennent d'ailleurs à meilleur marché et l'expérience prouve qu'elles suffisent, lorsqu'elles ont été faites avec soin.

Le piston des pompes élévatoires doit être construit de manière à contenir l'eau qu'il soulève, dans son excursion ascendante, sans lui permettre de s'échapper entre son contour et la paroi du corps de pompe alésé; il doit laisser à l'eau qui le traverse dans son excursion

descendante, en soulevant les soupapes dont il est muni, le plus grand passage possible, afin d'éviter une résistance inutile pour l'effet que l'on veut produire; enfin il faut qu'il puisse être fixé à la tige et en être détaché avec facilité et promptitude, pour que la substitution d'un piston neuf à un piston usé puisse s'opérer sans occasionner une interruption préjudiciable du jeu de la pompe. Les *fig.* 17 à 21 représentent un piston qui satisfait bien à ces conditions, et qui est généralement usité dans les pompes élévatoires des mines de houille du nord de la France.

Le corps du piston est une pièce en laiton GFHI, *fig.* 17, 18 et 19, évidée intérieurement suivant une surface cylindrique, tournée extérieurement suivant deux surfaces cylindriques de diamètres différents. Le plus grand diamètre est à la partie supérieure; il est légèrement inférieur à celui du corps de pompe : la partie inférieure d'une hauteur plus grande et d'un diamètre moindre, reçoit la garniture en cuir qui contient l'eau en s'appliquant exactement contre les parois du corps de pompe. Une traverse diamétrale, percée dans son milieu, d'une ouverture rectangulaire *ab*, existe à la partie supérieure. La garniture consiste en un anneau de cuir fort *mm'nn'*, *fig.* 17 et 18 qui entoure extérieurement le bas de la pièce précédente; cet anneau de cuir est réduit, sur la partie inférieure de sa hauteur, à la moitié de son épaisseur, et il est maintenu autour du piston par un cercle de fer *xx'* qui occupe la place laissée par l'amincissement du cuir. Le bord supérieur du cuir est coupé en biseau, ainsi que l'indiquent les figures. La soupape ou valve double, *fig.* 20 et 21, consiste en un disque circulaire en cuir, percé vers le centre d'une ouverture rectangulaire *ab* correspondante à celle qui est ménagée dans la traverse GF, *fig.* 17 et 19, et dont le diamètre est à peu près égal au grand diamètre extérieur du piston. Quatre plaques métalliques découpées suivant des segments circulaires *dd*, *d'd'*, *fig.* 18, 20 et 21, sont appliquées les deux premières sur la face supérieure, les deux secondes sur la face inférieure du disque en cuir et serrées contre celui-ci par des boulons à vis qui traversent à la fois les deux plaques métalliques et le cuir intermédiaire. Le disque ainsi armé étant appliqué sur la pièce IFGH, on introduit dans l'ouverture rectangulaire du cuir et de la traverse GF, l'extrémité aplatie de la tige en fer AB, *fig.* 17 et 18; celle-ci est terminée en forme de croix, comme on le voit dans la *fig.* 17, et la branche horizontale de la croix s'applique sur le cuir qu'elle presse sur la traverse supérieure GF du corps de piston. Une traverse mobile *tt* percée d'un trou rectangulaire est enfilée sur l'extrémité de la même tige; elle est retenue

et poussée vers le haut par une clavette *c* en forme de coin, et soutient ainsi par ses deux extrémités le cercle en fer xx' et la garniture en cuir. Le bout de tige AB se lie à une autre tige en fer au moyen de deux tenons z, z' et d'un anneau de serrage yy', ou par tout autre moyen. Il suffit, pour détacher le piston de la tige, de chasser la clavette *c*, qui sert à la fois à soutenir la garniture du piston, et à lier celui-ci à la tige AB. L'expérience prouve que le genre de garniture de ce piston est un des plus efficaces; en effet il est facile d'apercevoir que, dans l'excursion ascendante du piston, l'eau qui presse sur sa tête, s'engage entre le métal et la garniture en cuir, et presse celle-ci contre les parois du corps de pompe, tandis qu'au contraire, dans l'excursion descendante du piston, la garniture s'applique contre le métal du piston, et n'exerce pas sur la paroi du corps de pompe une pression qui serait sans utilité, puisqu'il n'est pas nécessaire que le piston ferme alors le passage à l'eau, et qui serait nuisible par le frottement auquel elle donnerait lieu.

La soupape dormante, représentée dans la *fig.* 16, est d'une construction analogue à celle du piston, et garnie comme lui de valves en cuir consolidées par des plaques métalliques. L'anneau métallique n'a point de garniture sur son pourtour extérieur, qui doit s'appliquer exactement sur le siége destiné à le recevoir de manière à ce que la jonction soit imperméable à l'eau.

Les *fig.* 22 et 23, *Pl. LIII*, représentent l'élévation suivant deux plans verticaux rectangulaires d'une chapelle de pompe élévatoire, telle qu'on les construit dans les mines de houille du nord de la France. Les *fig.* 24 et 25 sont des sections verticale et horizontale qui représentent l'intérieur de la chapelle et la soupape dormante qu'elle renferme.

On remarquera que la porte de la chapelle est une plaque de fonte extrêmement épaisse et renforcée par des nervures disposées en croix de Saint-André, *fig.* 22; il est nécessaire en effet que cette pièce offre une très-grande résistance, bien supérieure à celle qui suffirait pour résister à la pression de la colonne d'eau contenue dans le tuyau montant, parce qu'elle est exposée à des alternatives de pressions dirigées du dedans au dehors, quand le piston monte et aspire, et du dehors au dedans quand le piston descend. Ces changements de pression ont lieu presque brusquement et aux instants où le mouvement de la colonne d'eau contenue dans la pompe s'arrête, ce qui donne lieu à des chocs répétés qui sont la cause la plus active de destruction dans les machines. Les boulons qui tiennent la porte appliquée contre les rebords sont les extrémités de fortes bandes de fer qui entourent la

partie cylindrique de la chapelle, et servent à la consolider. Cette porte étant fort lourde, serait difficile à déplacer à bras : c'est pourquoi on y a adapté un anneau *a* par lequel on la suspend au crochet d'un palan ou de la chaîne d'une petite grue qui est souvent établie à demeure près de la chapelle, pour cette manœuvre.

La soupape dormante des *fig.* 24 et 25 diffère de celle qui est représentée *fig.* 16. Les valves sont des plaques métalliques V, V' ayant la forme de segments de cercle, qui tournent autour de deux charnières parallèles à un diamètre de l'anneau ou cône métallique creux fixé au bas de la chapelle. Cet anneau qui forme la partie fixe de la soupape est maintenu en place par une tige verticale T qui s'appuie sur le milieu de la traverse A. Les oreilles *m,n* sont destinées à empêcher les clapets de s'élever trop haut lors de l'aspiration, et de se renverser en arrière. La tige T est filetée et porte un écrou mobile *b*; celui-ci supporte une traverse en fer *t t'* qui s'applique contre les rebords supérieurs de la chapelle, quand elle est poussée jusque-là par l'écrou *b*, et qui est percée dans son milieu, d'un œil dans lequel passe librement l'extrémité de la tige T. Il suffit, pour enlever la soupape, de dévisser l'écrou *b* qui descend le long de la tige T. La traverse *tt'* tombe, et l'on peut alors enlever tout le système de l'intérieur de la chapelle.

La *fig.* 26 représente une autre forme de soupape dormante, dite soupape conique ou à coquille. La partie fixe de la soupape est maintenue appliquée sur son siége par un mastic que l'on introduit dans l'espace vide annulaire *ab*, *a'b'* dont la section présente une queue d'hironde. Le clapet conique est guidé par une tige verticale *t* qui coule dans l'œil ménagé dans le milieu de la barre transversale BB'. Une clavette fixée à cette tige limite l'ascension du clapet.

On donne habituellement au tuyau montant de chaque pompe élévatoire une hauteur de 40 à 50 mètres; quelquefois cette hauteur va jusques à 80 ou 100 mètres. La tige du piston qui s'élève dans l'axe du tuyau montant jusques au dessus de son orifice est en bois, formée d'une ou plusieurs pièces de sapin bien droites, sans nœuds ni défaut, équarries et assemblées en trait de Jupiter ou simplement à mi-bois avec bandes de fer appliquées sur les deux faces latérales et serrées par une ligne de boulons à vis. A la partie inférieure de la tige en bois est attaché le bout de tige en fer du piston. Le meilleur mode de jonction est celui qui est indiqué dans la *fig.* 16, *Pl. LIII*. L'extrémité de la tige en fer est aplatie, amincie en forme de coin, et percée de trous destinés à recevoir des boulons à vis. Le fer est introduit dans une fente pratiquée à l'extrémité de la tige en bois,

sur les deux faces de laquelle on applique des bandes de fer plat, percées de trous correspondants à ceux de la tige. Le tout est serré par une ligne de boulons à vis qui traversent le bois, les armatures en fer latérales, et la tige en fer du piston. A son extrémité supérieure, la tige en bois est armée d'une pièce de fer semblable, fixée de la même manière, et terminée par un anneau qui sert à l'attacher à l'extrémité d'une potence en fer appliquée contre la *maîtresse tige*, dont chaque tige particulière doit suivre le mouvement rectiligne alternatif.

La section de la tige en bois d'une pompe élévatoire dépend d'abord du diamètre du corps de pompe, et de la hauteur de la colonne d'eau. Il faut en effet que cette tige offre une résistance suffisante pour supporter le poids de toute la colonne d'eau soulevée pendant l'ascension du piston. Mais on lui donne habituellement une section beaucoup plus forte que celle qui serait nécessaire, pour satisfaire à la condition précédente. Lorsque le piston s'élève, la force nécessaire pour lui conserver une vitesse uniforme est égale au poids du piston et de sa tige, plus le poids d'une colonne d'eau qui a pour base la section du piston diminuée de la section de la tige, plus l'action des résistances passives. (Nous négligeons l'influence de la petite longueur de tige en fer qui relie le piston à la tige en bois). Lorsque le piston descend, la force motrice nécessaire pour maintenir l'uniformité du mouvement, est égale au poids d'une colonne d'eau qui a pour base la section de la tige, plus l'action des résistances passives, moins le poids du piston et de sa tige. Cette dernière force peut être positive, négative ou nulle suivant les dimensions et le poids spécifique de la tige et du piston. Il semblerait donc que l'on peut régler les dimensions de la tige de manière à donner à la force mouvante ou résistante développée, lors de la descente du piston, une valeur qui s'accorde avec la nature du moteur employé pour l'épuisement, et la combinaison des autres pompes mises en mouvement par le même moteur. Mais on doit encore satisfaire à d'autres conditions dont la nature est telle, que le poids de la tige en bois et du piston diffèrent toujours assez peu du poids d'un pareil volume d'eau; ainsi il est indispensable de laisser, entre la tige et le tuyau montant, un espace annulaire assez large pour éviter que la tige vienne à frotter contre le tuyau, et que l'eau prenne, lors de la descente du piston, une trop grande vitesse ascensionnelle qui donnerait lieu à un frottement considérable; les armatures en fer, indispensables aux deux extrémités et aux assemblages de la tige en bois, compensent en partie l'excès de la densité de l'eau sur celle du bois. D'ailleurs, si la longue

tige en bois du piston, dépourvue de guides sur toute sa longueur, éprouvait une résistance un peu considérable à l'enfoncement, elle fléchirait et viendrait frotter contre les parois du tuyau ascensionnel. En conséquence, il arrive presque toujours que le poids du piston et de sa tige est à peu près égal à celui du volume d'eau qu'ils déplacent : le travail moteur dû à la chute du piston et de sa tige est ainsi compensé par le travail résistant dû à l'élévation de l'eau refoulée pendant la chute, et la totalité du travail résistant dû à l'élévation de l'eau se trouve à peu près reportée sur la course ascendante du piston.

Pompes à piston plein. — Les pompes à piston plein sont de deux espèces, les pompes à piston *plongeur*, et les pompes à piston plein remplissant la section entière du corps de pompe.

Pompes à piston plongeur.— La pompe à piston plongeur, qui est la plus usitée, est représentée par la *fig.* 1, *Pl. LIV;* elle se compose d'un cylindre ou corps de pompe AB en fonte de fer, ou en laiton, dans lequel pénètre un cylindre plein P, dont le diamètre est moindre que celui du corps de pompe. Le piston P, qui reçoit de la tige T un mouvement rectiligne alternatif, passe dans la boîte à étoupes *bb*, placée à la partie supérieure du corps de pompe. Cette boîte se compose, comme l'indique la figure, de deux pièces en fonte, dont l'une, posée sur les brides du corps de pompe auxquelles elle est fixée par des boulons, présente une saillie ou collet intérieur qui se rapproche beaucoup du piston, sans cependant le toucher. Sur cette saillie, on place une garniture en tresses de chanvre imprégnées de suif ou d'huile, qui est comprimée et poussée contre le piston par le couvercle de la boîte, au moyen des boulons à vis et écrous qui traversent les brides de la boîte et du couvercle. Cette garniture est lubréfiée, pendant le mouvement du piston, par de l'huile que l'on verse autour du piston, et qui passe entre celui-ci et le couvercle; on peut d'ailleurs ménager sur la partie supérieure de celui-ci, tout à l'entour du piston, une cavité que l'on tient constamment pleine d'huile, ou du corps lubréfiant dont on fait usage.

Le piston ne frotte que contre la garniture en étoupes, et ne touche pas les parois du corps de pompe dont il ne remplit pas exactement la section.

Au dessous du corps de pompe est une pièce en fonte CH, coulée d'une seule pièce, que les Anglais appellent, à cause de sa forme, la pièce en *H*. Cette pièce réunit le corps de pompe au tuyau aspirateur E, et au tuyau montant T' dont les axes sont sur une même ligne droite parallèle à l'axe du corps de pompe.

Dans la pièce en *H* est ménagée une chapelle C fermée par une

porte amovible p. A la partie inférieure de cette chapelle est la soupape d'aspiration S, et immédiatement au dessous le tuyau aspirateur E.

Au dessus de la chapelle C est une autre chapelle C′ fermée par la porte amovible p', contenant la soupape d'ascension ou de refoulée U, qui est construite comme la soupape d'aspiration ; au dessus de la chapelle C′ s'élève le tuyau montant.

Lorsque le piston P est extrait du corps de pompe, le vide qu'il laisse dans l'intérieur de cette pièce est rempli par l'eau aspirée qui traverse la soupape d'ascension S. Cette eau est refoulée dans le tuyau montant T′ lorsque le piston s'enfonce dans le corps de pompe. La pompe est ordinairement disposée de manière que le plongeur P s'enfonce, en descendant dans le corps de pompe, de sorte que la résistance au mouvement de ce piston, lorsqu'il s'enfonce, est égale au poids d'une colonne d'eau qui aurait pour base la section du piston, et pour hauteur la hauteur verticale du tuyau ascensionnel, plus la résistance due aux frottements.

Quelquefois cependant, le système est renversé. Le plongeur P pénètre dans le corps de pompe par son extrémité inférieure. Le mouvement rectiligue alternatif lui est transmis par l'intermédiaire d'un étrier qui embrasse le corps de pompe. La boîte à étoupes est à la partie inférieure, et la pièce en H à la partie supérieure du corps de pompe ; dans cette position le piston aspire l'eau, lorsqu'il descend, et soulève la colonne d'eau, lorsqu'il s'enfonce en montant dans l'intérieur du corps de pompe.

Dans les mines métalliques du comté de Cornwall, le plongeur P est formé d'un cylindre creux ou manchon en bronze, rempli intérieurement par une tige en bois fortement serrée à l'aide de coins. La tige en bois se prolonge au dessus du manchon métallique dont la longueur ne dépasse que de quelques décimètres celle de la course du piston, augmentée de la hauteur du presse-étoupes. Le manchon métallique est exactement tourné ; le prolongement de la tige en bois est équarri, afin qu'il puisse être lié de la manière qui sera indiquée plus tard, à la maîtresse tige qui imprime le mouvement aux pistons de toutes les pompes établies les unes au dessous des autres dans la profondeur du puits. Les pièces du presse-étoupes sont alésées et tournées. Quant au corps de pompe, il est inutile qu'il soit alésé ; il est toujours en fonte, et souvent même il est intérieurement doublé avec des douves en bois, ainsi que tous les tuyaux de la pompe, afin de les préserver du contact des eaux corrosives qui sont extraites du fond des mines.

Les soupapes ne présentent rien de particulier; elles peuvent être fixées sur leurs siéges, par une pièce semblable à celle qui est dessinée *fig.* 16, *Pl. LIII*, ou par tout autre moyen.

Avantages des pompes à plongeur sur les pompes à piston creux. — Les pompes foulantes à plongeur sont bien préférables aux pompes élévatoires à piston creux; le piston est plus solide : il est en outre constamment lubréfié par des corps gras, ce qui le préserve de la détérioration qu'il éprouverait sans cela par l'action corrosive des eaux des mines, et il n'a jamais besoin de réparations, tandis que les pistons creux doivent être fréquemment changés et renouvelés. Il n'est pas nécessaire que le corps de pompe soit alésé, ce qui est d'une extrême importance, quand les eaux sont corrosives. Les fuites d'eau à travers le presse-étoupes sont faciles à apercevoir et à corriger; il suffit de resserrer les boulons du presse-étoupes et de substituer au besoin une garniture nouvelle à la garniture usée, ce qui ne devient nécessaire qu'à des intervalles éloignés. Les frottements de l'eau dans le tuyau ascensionnel sont moindres que dans le cas des pompes élévatoires, parce que le tuyau n'est pas obstrué par la tige du piston.

La résistance totale due à l'élévation de l'eau s'exerce sur le piston, dans son excursion descendante. Nous verrons plus tard que cette circonstance est plutôt avantageuse que défavorable à l'action des machines à vapeur à simple effet, qui sont habituellement employées à l'épuisement des eaux des mines. D'ailleurs, on peut, en renversant le système, ainsi que nous l'avons indiqué, soulever la colonne d'eau dans la course ascendante du piston; on n'a, dans ce cas, que l'inconvénient d'une position incommode du presse-étoupes qui se trouve renversé.

L'air ne s'accumule pas à la partie supérieure du corps de pompe. — On a objecté que, dans les pompes à plongeur disposées comme celle que nous venons de décrire, l'air dégagé de l'eau aspirée, ou sucé par la pompe lorsque les orifices ou *narines* du tuyau aspirateur sont accidentellement découvertes d'eau, vient se loger dans la partie supérieure du corps de pompe, sous le presse-étoupes, s'y comprime et arrête en tout ou en partie le jeu de la pompe qui fournit alors un volume d'eau beaucoup moindre que celui qui est engendré par l'excursion du plongeur. L'expérience prouve que cette objection n'est point fondée, ou que du moins les effets de l'air dégagé de l'eau ou sucé par la pompe, sont bien loin d'avoir l'importance qu'on leur a attribuée. Cela tient sans doute à ce que l'air qui peut se dégager de l'eau dans l'aspiration, se redissout ou est entraîné par l'eau, lorsque celle-ci est refoulée dans le tuyau montant, ou à

ce que cet air qui tendrait à se loger à la partie supérieure du presse-étoupes, s'échappe entre la garniture et le piston, sous la forte pression qui s'exerce lors de la refoulée de l'eau, et ne peut ainsi s'accumuler : on sait en effet qu'il est bien plus facile de contenir de l'eau que des gaz comprimés. Quoi qu'il en soit, il est certain que le produit des pompes foulantes à plongeur, qui sont presque exclusivement usitées dans les mines profondes du comté de Cornwall, n'est pas sensiblement diminué par la cause que nous venons de discuter.

Le jaugeage direct de l'eau élevée par les pompes de la mine de Huel Towan, exécuté par MM. Rennie et Henwood à deux reprises différentes, a fourni un volume d'eau égal à 0,924 du volume engendré par l'excursion des pistons. L'expérience répétée deux fois a donné constamment le même résultat; la perte était donc de moins de 8 pour cent, et il est peu probable que la cause indiquée plus haut influât sur elle d'une manière sensible.

Des expériences semblables ont été répétées dans d'autres mines par d'autres observateurs, et ont donné des pertes qui ne dépassent pas celles des pompes de construction différente le mieux entretenues; l'objection est donc peu fondée, et nous pensons qu'on ne gagnerait rien à mettre le corps de pompe en communication avec le tuyau montant par sa partie supérieure, afin d'éviter l'accumulation de l'air, ainsi que l'ont proposé quelques personnes. Il suffirait pour cela de faire déboucher la pièce en H à la partie supérieure du corps de pompe, immédiatement au dessous du presse-étoupes. Il faudrait augmenter en même temps le diamètre du corps de pompe, afin que lors de l'enfoncement du plongeur, l'eau refoulée ne circulât pas avec une vitesse nuisible par le frottement auquel elle donnerait lieu, dans l'espace annulaire compris entre le contour du piston et la paroi du corps de pompe. Cette augmentation de diamètre pourrait donner lieu à quelque embarras dans les puits de mines où l'on est bien souvent gêné par le défaut d'espace.

Pompes à piston plein circulant dans un cylindre alésé. — On a construit des pompes élévatoires à piston plein sur un principe différent de celui des pompes à plongeur. Telles sont celles que M. Juncker a établies pour l'assèchement de la mine du Huelgoat, et qui sont mises en mouvement par la belle machine à colonne d'eau construite par cet habile ingénieur. Les détails suivants sont empruntés au mémoire qu'il a publié dans les *Annales des Mines*.

C, *fig.* 2, *Pl. LIV*, est le corps de pompe cylindrique, alésé avec soin, fermé à sa partie supérieure et ouvert à sa partie inférieure, dans lequel se meut le piston P.

La tige X du piston traverse le fond supérieur du cylindre dans une boîte à cuir ; la garniture consiste en plusieurs couronnes plates de cuir superposées, et deux pièces annulaires de cuir embouti en forme de demi-tores, tournées en sens inverse l'une de l'autre et posées, comme l'indique la *fig.* 3, qui représente la boîte à cuir à une échelle plus grande, entre les rondelles posées à plat. Chacune des rondelles embouties est comprise entre deux anneaux de cuivre ayant une de leurs faces plane, et l'autre courbe. La convexité de l'un de ces anneaux entre dans le creux de la pièce de cuir, qui repose à son tour dans le creux du second anneau de cuivre, lequel est évidé en forme de gouttière circulaire. La forme des pièces de cuir embouties est ainsi conservée ; ce sont elles surtout qui, en s'appliquant contre la tige du piston, préviennent la sortie de l'eau lorsqu'elle est refoulée par le piston, et la rentrée de l'air atmosphérique lors de l'aspiration. Les cuirs employés pour former ces garnitures reçoivent les formes convenables entre des moules où on les soumet à une forte compression, après les avoir ramollis par l'immersion dans l'eau ; on les imprègne ensuite fortement d'huile, avant de les mettre en place, et on les maintient onctueux pendant le travail, par un graissage qui s'opère soit en versant de l'huile dans la concavité du couvercle de la boîte à cuir, soit en oignant la tige du piston avec un corps gras. On fait usage au Huelgoat d'un mélange intime formé de 6 parties de saindoux, 5 parties de suif et 1 partie d'huile d'olive ou de pied de bœuf fondues ensemble à un feu doux. Ce mélange a une consistance analogue à celle du miel.

Les garnitures en cuir construites avec les soins et les précautions que nous venons d'indiquer retiennent mieux l'eau que les garnitures en étoupes, et doivent être préférées lorsque les pressions d'eau sont considérables.

La partie supérieure du corps de pompe est évasée et mise en communication par le tuyau court TT′ avec la chapelle LL′ composée de deux pièces, et qui contient les deux soupapes d'aspiration et d'ascension S, S′. La chapelle se lie en dessous au tuyau aspirateur A, A_1, A_2, et en dessus au tuyau ascendant Ω.

On voit que lors de la course descendante du piston, l'eau arrive par le tuyau aspirateur, traverse la soupape d'aspiration S, et vient remplir l'espace délaissé par le piston. Cette eau est élevée par le piston, lors de son excursion ascendante, dans le tuyau montant, à travers la soupape de refoulée S′.

Le corps de pompe étant entièrement ouvert par le bas, les fuites d'eau entre le piston et le cylindre sont immédiatement aperçues ; de

plus on entretient le piston et les parois du cylindre dans un état onctueux, en frottant intérieurement le cylindre avec un tampon graisseux que l'on introduit par dessous, lorsque le piston monte.

La pompe du Huelgoat porte l'eau, d'un seul jet à une hauteur verticale de 155 mètres, et devra plus tard la porter jusqu'à 230 mètres, profondeur totale des travaux exécutés ou en projet. D'après la hauteur inusitée de la colonne montante, M. Juncker a dû apporter aux détails de construction de cette pompe des soins particuliers, qui seraient peut-être en partie superflus dans les pompes ordinaires, dont les tuyaux ne portent l'eau qu'à 60 ou 80 mètres de hauteur verticale. Néanmoins quelques-unes des précautions qu'il a prises nous paraissent devoir être généralement imitées ; toutes méritent de fixer l'attention du mineur et du constructeur de machines. Nous reproduirons en conséquence ici les descriptions de l'auteur, avec les développements suffisants pour mettre à même d'en faire l'application.

Le corps du piston P et sa tige X sont en bronze, fondus d'une seule pièce tournée et polie. Sur le contour du piston et sur sa face supérieure, est posé un chapeau ou rondelle de cuir amboutie, dont le bord retroussé qui s'applique contre le corps de pompe a $0^m,027$ de hauteur. Cette garniture est fixée sur le contour du piston par son rebord plan, sur lequel presse un anneau plat en cuivre, de hauteur égale au bord retroussé, et fixé au corps du piston par des boulons à vis rapprochés, qui traversent à la fois l'anneau métallique et le cuir, pour pénétrer dans l'épaisseur du piston.

On avait d'abord mis, sous le piston, une semblable garniture en cuir retroussé vers le bas, afin de prévenir la rentrée de l'air atmosphérique lors de l'aspiration. Mais cette garniture ayant été promptement détériorée par l'action des eaux corrosives qui avait détruit la flexibilité du cuir, on l'a remplacée par un plateau vissé sous le piston, portant un disque de cuir retroussé vers le bas, et dont le bord est pressé contre le corps de pompe par des liteaux poussés par des ressorts à boudins. Les *fig.* 4 et 5, *Pl. LIV*, représentent cette partie du piston. On y distingue les liteaux découpés en forme de secteurs, posés sur les bords du plateau et guidés par des goujons verticaux qui pénètrent dans des entailles ménagées dans le milieu de chacun des liteaux, suivant la direction du rayon; les ressorts à boudins fixés sur des goujons implantés, horizontalement et suivant les rayons, dans le corps du noyau ménagé au centre du plateau ; le disque en cuir retroussé.

Les soupapes S et S', *fig.* 2, sont entièrement métalliques, sans

garniture en cuir, et s'appliquent sur les bords coniques, rodés avec soin, d'ouvertures percées dans les porte-soupapes, qui sont également en métal. Les soupapes et porte-soupapes sont en bronze; l'alliage est composé de :

85 à 88 parties de cuivre.
4 à 6 parties d'étain.
4 à 6 parties de plomb et de zinc.

Il devait, d'après la commande, être composé de 89 parties de cuivre et 11 d'étain, avec tolérance de 2 pour cent de zinc ou de plomb. Ces soupapes tiennent parfaitement l'eau et se ferment avec plus de précision et de promptitude que les soupapes à charnières garnies de cuir. M. Juncker a constaté que le volume d'eau élevé par la pompe n'était inférieur que de $1/30$ au volume engendré par l'excursion du piston de la pompe. Le porte-soupape supérieur est pincé entre les deux brides d'un collet, comme on le voit dans la figure : le porte-soupape inférieur est posé sur un rebord ménagé au fond de la chapelle avec interposition de mastic ; il est retenu par trois coins enfoncés dans des entailles pratiquées sur son pourtour.

Les regards r et r', fermés par des portes, permettent de visiter les soupapes, et de les nettoyer des ordures qui pourraient gêner leur jeu; pour les changer, il faut relever la partie supérieure de la chapelle, ce qui se fait au moyen du joint mobile VV' qui est à la base du tuyau montant.

Dispositions propres à faciliter la vérification de l'état des soupapes. — La partie supérieure de la chapelle pénètre dans une pièce plus large qui termine le tuyau d'ascension; pour obtenir une fermeture hermétique, on emploie une garniture en cuir semblable à celle du piston ; la pièce de cuir ambouti posée sur le contour supérieur de la pièce L, est maintenue par un anneau plat en cuivre serré par des vis de même métal, dont les écrous également en cuivre sont rapportés et noyés dans l'épaisseur de la fonte. Le tuyau aspirateur est évasé vers le bas, en A_2, et fermé par un double clapet à charnière qui soutient l'eau contenue dans ce tuyau aspirateur, lorsqu'elle n'est pas soutenue par la pression atmosphérique. Un tuyau latéral u_1, u_2, u_3, muni de robinets, sert à établir une communication entre le tuyau aspirateur et le corps de pompe, et entre le tuyau aspirateur et le tuyau montant.

Ce dispositif a pour but de remplir d'eau la partie inférieure de la pompe lorsque celle-ci a été arrêtée pendant un certain temps, avant de la remettre en activité, afin d'éviter les arrêts et surtout

les ébranlement auxquels donne lieu, dans l'origine du mouvement, l'air qu'il faudrait expulser par le jeu de la pompe, et qui se comprimerait dans la chapelle, entre les deux soupapes. A cet effet, quand on veut remettre la pompe en train, on établit une communication entre le dessus de la soupape S' et le tuyau aspirateur; celui-ci se remplit, ainsi que le corps de pompe, de l'eau qui arrive du tuyau montant. L'air logé dans le tuyau aspirateur traverse la soupape S et vient sortir par un petit trou *w*, ménagé dans l'épaisseur de la porte du regard *r*, et qui est fermé par une vis aussitôt que l'eau, en sortant par ce petit orifice, annonce que la pompe et le tuyau aspirateur en sont entièrement remplis.

W est une petite soupape latérale adaptée au tuyau aspirateur et chargée d'un poids qui équivaut à la pression d'une atmosphère environ (1 kil. par cent. carré de la superficie de l'orifice); cette soupape fait connaître à chaque instant si la soupape S d'aspiration est en bon état; car si elle ne ferme pas bien, la pression de l'eau refoulée pendant la course ascendante du piston, se transmettra à la colonne d'eau contenue dans l'aspirateur, et soulèvera la soupape W avec force, si le clapet du bas ferme bien.

Au moyen de la même soupape W, on peut s'assurer si la soupape d'ascension S' ferme bien. Il faut pour cela arrêter la pompe, et mettre l'intérieur de la chapelle, entre les deux soupapes, en communication avec le tuyau aspirateur au moyen du tuyau u_2, u_1, et des robinets dont il est muni. Si la soupape S' ferme mal, l'eau de la colonne montante viendra peser sur la colonne de l'aspirateur et soulever la soupape W, pourvu que le clapet inférieur z'' ferme bien, ce dont il est facile de s'assurer.

Ces moyens de vérification sont excellents, et évitent les manœuvres bien plus longues qu'il faudrait faire pour vérifier l'état de chaque soupape, en ouvrant les regards *r* et *r'*; ils sont d'ailleurs tellement simples et peu dispendieux que nous n'hésitons pas à en recommander l'usage.

Joints à manchon métallique. — M. Juncker a employé pour obtenir une fermeture hermétique des joints des tuyaux de la colonne ascensionnelle, le moyen suivant: à la jonction de deux tuyaux, il a placé un manchon ou cylindre creux en cuivre rouge, *fig.* 6, 7 et 8, portant sur le milieu de sa hauteur une saillie ou bourrelet aplati saillant en dehors d'environ 2 cent. de largeur, que l'on obtient par la retraite du métal sous le marteau. Ce manchon est entouré d'une légère couche de filasse huilée, puis on loge dans les angles reutrants formés par la saillie extérieure, des bour-

relets d'un mastic gras fait avec de la chaux vive en poudre fine, de l'huile de lin rendue siccative par la litharge, et du chanvre haché en bouts de 3 à 4 centimètres. Ces matières sont intimement mélangées par un battage prolongé; le mastic résultant doit être de consistance ferme, de façon à y enfoncer avec peine le bout du doigt. On ajoute un peu de minium, lorsque l'on veut que le mastic durcisse plus rapidement. Les bourrelets de ce mastic relevés vers les bords du manchon sont entourés d'une seconde couche de filasse huilée. Le manchon ainsi garni est introduit par ses deux bouts, dans les deux tuyaux que l'on veut réunir, de façon à ce que la saillie extérieure vienne reposer sur le contour de la bride plate du tuyau inférieur. Les brides sont ensuite très-fortement serrées et rapprochées jusqu'au refus par le serrage de 8 boulons, *fig.* 6. On a dû au préalable bien nettoyer les brides plates, les dessécher avec de la chaux vive en poudre, et les enduire d'huile pour y faire adhérer le mastic. Ces joints sont faciles à établir, et résistent à des pressions considérables, même lorsque le mastic est tout frais. La résistance augmente encore avec le temps. Ils ont l'inconvénient d'être chers à cause du manchon en cuivre. La bonté du joint est due vraisemblablement surtout à la nature du mastic employé, dont l'usage très-fréquent en Allemagne paraît être peu connu ou est au moins peu répandu en France. On aurait certainement des joints excellents en interposant entre les deux brides plates préalablement nettoyées, séchées à la chaux vive et huilées, des tresses molles en chanvre imbibées d'huile siccative et recouvertes en dessus et en dessous d'une couche du mastic préparé ainsi que nous venons de le dire.

Pompe à plongeur établie au Huelgoat. — La *fig.* 9 représente une pompe foulante à piston plongeur, établie à la mine d'Huelgoat par M. Juncker qui a bien voulu m'en communiquer les dessins. Le tuyau montant de cette pompe est en bois. Le plongeur est un cylindre métallique creux fermé à ses deux extrémités par des fonds reliés par une tige en fer, qui passe dans l'axe du piston, et reçoit un écrou adapté en dessous du fond inférieur. On a enfilé sur cette tige des rondelles métalliques qui remplissent en partie le plongeur, afin d'en augmenter le poids. La disposition de la chapelle est la même que celle de la pompe soulevante que nous venons de décrire avec détail; mais elle est mise en communication avec le bas du corps de pompe, comme cela a lieu dans les pompes à plongeur anglaises. Ce qu'il y a de particulier dans celle dont nous nous occupons, c'est la disposition des pistons plongeurs établis les uns au dessous des autres dans la profondeur du puits, et dont les axes

sont dans le prolongement de celui de la maîtresse tige qui les réunit et leur communique à tous son mouvement rectiligne alternatif, et surtout la construction des soupapes d'aspiration et de refoulée. Pour que les axes des pistons puissent se trouver sur le prolongement de celui de la maîtresse tige, il a fallu interrompre celle-ci, à l'endroit de chaque corps de pompe, et remplacer les portions de tige supprimées par des rectangles ou étriers en fer qui embrassent les corps de pompe, *fig.* 10 et 11.

Soupapes pistons *de Huelgoat.* — Quant aux soupapes que M. Juncker appelle des soupapes-*pistons*, elles consistent en un porte-soupape métallique fixé sur le fond de la chapelle, ou entre deux collets, percé d'une ouverture cylindrique, alésée et rodée intérieurement, et légèrement évasée en dessus. Un appendice venu à la fonte guide la partie inférieure de la tige de la soupape. La soupape est un disque métallique plat pourvu d'une tige venue à la fonte qui se prolonge en dessus et en dessous. La soupape est ajustée sur le tour pour remplir à peu près exactement l'orifice du porte-soupape. La tige directrice est tournée. On lui laisse plus d'épaisseur dans la partie voisine du corps de la soupape, *fig.* 12. Cela limite l'excursion de la soupape dans les deux sens, parce que les parties extrêmes de la tige peuvent seules pénétrer dans les œils des étriers fixés sur les deux faces du porte-soupape. Cette soupape est garnie d'un chapeau de cuir embouti et biselé, appliqué sur son contour et maintenu par des anneaux métalliques plats et des boulons à vis. C'est cette garniture en cuir qui ferme hermétiquement, en s'appliquant par la pression de l'eau supérieure, contre la paroi interne de l'ouverture cylindrique du porte-soupape. Il faut, pour cela, que la partie métallique de la soupape s'enfonce complétement dans l'ouverture précédente, et que la soupape, quand elle ferme l'orifice, soit supportée par le renflement de sa tige sur le bord de l'œil ménagé dans le guide inférieur. Dans la *fig.* 9 la soupape S′ est fermée, la soupape S ouverte. Les *fig.* 12, 13 et 14 sont une section verticale, une élévation et une projection horizontale de cette soupape sur une plus grande échelle.

D'après M. Juncker, ces soupapes-pistons, dont le mode de construction lui a été indiqué par M. Frimot, sont préférables à toutes celles dont il a fait usage dans sa longue pratique. Quand elles sont construites avec soin, elles tiennent l'eau parfaitement, et ne se détériorent qu'après un temps fort long.

Soupapes à double siége *propres à éviter les chocs et ébranlements.* — La fermeture des soupapes des pompes est très-souvent

accompagnée d'un choc extrêmement énergique, qui ébranle la pompe entière ainsi que ses supports, et exerce sur la machine un effet destructeur. Ce choc est d'autant plus fort que les soupapes sont plus larges, et la hauteur de la colonne d'eau qui pèse sur elles plus considérable. S'il y avait un temps d'arrêt suffisamment long, à la fin de chaque excursion ascendante et descendante du piston, on comprend que les soupapes d'aspiration et de refoulée retomberaient sur leur siége en vertu de l'excès de leur poids sur celui d'un pareil volume d'eau, et que par conséquent la vitesse acquise au bas de leur chute serait peu considérable et le choc faible; mais si une excursion du piston, en sens contraire de celle qui vient d'être terminée, commence avant que la soupape ait eu le temps de retomber sur son siége et de se fermer, il y aura un mouvement rétrograde de la colonne d'eau aspirée ou refoulée par le piston, mouvement qui sera brusquement arrêté par la fermeture de la soupape. De là un coup de *bélier* très-fort qu'on remarque dans presque toutes les pompes. Pour éviter cet inconvénient qui est fort grave dans beaucoup de cas, il faut que les soupapes soient pesantes, qu'elles ouvrent un large passage à l'eau sans s'écarter beaucoup de leur siége, enfin qu'elles présentent une forme telle que la résistance de l'eau dans laquelle elles tombent, retarde leur chute le moins possible. Les *fig.* 1 à 11, *Pl. LV*, représentent une soupape de la construction de MM. Harvey et West, constructeurs de machines à Hayle (Cornwall), qui nous paraît satisfaire aussi bien que possible aux conditions énoncées précédemment. Elle est imitée de celle qui fut imaginée par Hornblower, et qui est appliquée depuis fort longtemps aux machines à vapeur d'épuisement du comté de Cornwall. Il a suffi pour l'appliquer aux pompes de la modifier un peu, de manière à ce qu'elle s'ouvrît et se fermât d'elle-même par l'effet du jeu du piston et de son propre poids. Ce genre de soupapes est appelé par les mécaniciens anglais, *double beat valve*, soupape à double battement; je les appellerai *soupapes à double siége.*

La *fig.* 1 est une élévation de la soupape et de son siége, la soupape étant fermée. La *fig.* 2 est une projection horizontale de la soupape vue en dessus. La *fig.* 3 une section verticale suivant l'axe de la soupape fermée. La *fig.* 4 une section verticale de la soupape ouverte. Les *fig.* 5, 6 et 7 sont une élévation, un plan, et une coupe verticale du siége; la *fig.* 8 une coupe horizontale des diaphragmes dirigés vers l'axe du siége par la ligne *ab* de *fig.* 7, et le plan de la surface de contact annulaire inférieure sur laquelle s'applique la partie mobile. Les *fig.* 9, 10 et 11 sont une élévation, un plan, et une coupe

verticale de la soupape séparée de son siége. Les mêmes lettres désignent dans toutes ces figures les mêmes parties. *c,c,c,c* le siége fixe en fonte ou en bronze, sur lequel et autour duquel se meut la partie mobile *dd*, qui est également en métal, le plus souvent en bronze. Les anneaux *ee*, *e'e'* sont dressés avec soin et s'appliquent exactement, quand la soupape est fermée, sur les parties *ff*, *f'f'* du siége. La soupape s'ouvre à la fois par le haut et par le bas, lorsque les anneaux *ee*, *e'e'* abandonnent respectivement les siéges *ff*, *f'f'*. Les siéges peuvent être formés par les faces métalliques venues à la fonte, et ensuite planées, dressées et polies; ou bien on fait venir à la fonte du siége métallique deux sillons annulaires que l'on remplit avec des anneaux formés de segments de bois ou d'un métal tendre. (Ce dernier mode de construction, l'emploi du bois ou d'un métal tendre, est préférable). Les anneaux de bois ou de métal sont dans tous les cas tournés et dressés avec soin sur leur face supérieure. *gg* est un sillon annulaire ménagé sous le siége et dans lequel on loge un anneau de cuir, afin de prévenir toute fuite d'eau entre le siége de la soupape et l'anneau plat sur lequel il est fixé par des boulons, lorsqu'il est en place. *hh* est un cylindre venu au moulage avec le siége, et tourné, qui sert de guide à la partie mobile de la soupape. *ii* est une saillie métallique ménagée sur le contour du cylindre *hh*, laquelle pénètre dans un sillon correspondant creusé dans la partie mobile, de manière à prévenir tout mouvement de rotation de celle-ci, pendant qu'elle se lève et se baisse. *kk* est un disque boulonné sur le cylindre, pour limiter l'excursion de la valve dans le sens vertical, et l'empêcher d'être déplacée. Les flèches *lll*, *lll*, *fig.* 4, indiquent la marche de l'eau à travers la soupape ouverte. *mm* est la portion annulaire de la valve, qui supporte la différence de pression qui a lieu des deux côtés de la soupape, par suite du jeu de la pompe. La grandeur superficielle de cette partie doit donc être proportionnée au poids de la valve et à la grandeur superficielle des surfaces annulaires de contact, de manière à ce que la valve soit d'abord séparée de son siége par l'excès de la pression qui a lieu en dessous sur celle qui a lieu en dessus, et soit rapidement soulevée par l'impression de l'eau en mouvement sur la partie *mm*, après qu'elle est séparée de son siége.

Les figures et la description précédente de la soupape à double siége de MM. Harvey et West sont empruntées à la patente qu'ils ont prise en Angleterre et qui a été publiée par M. Wicksteed, avec les dessins de la pompe de l'établissement hydraulique d'Oldford à Londres. Le plongeur de la pompe d'Oldford, mû par une machine à vapeur à simple effet, a un diamètre de 41 pouces anglais (1^{m},04). Cette pompe

fut établie au mois de décembre 1838 ; mais les soupapes dont elle fut d'abord pourvue donnaient lieu, lors de leur fermeture, à des chocs qui ébranlaient tout l'édifice de la machine à vapeur. On essaya, pour faire disparaître cet inconvénient, plusieurs moyens qui furent tous inefficaces, jusqu'à ce qu'enfin les soupapes à double siége de MM. Harvey et West fussent faites et mises en place, ce qui eut lieu au mois de juillet 1839. Les chocs furent beaucoup moins violents qu'auparavant, et ces soupapes tinrent parfaitement l'eau.

Nous donnons, dans la *fig.* 12, *Pl. LV*, la section verticale de la pompe foulante d'Oldford, d'après le dessin publié par M. Wicksteed. Les soupapes à double siége conviennent parfaitement aux pompes d'un fort calibre ; nous croyons qu'elles seront adaptées aux grandes pompes d'épuisement avec autant d'utilité qu'elles l'ont été aux grandes machines à vapeur. C'est ce qui nous a déterminé à en donner une description étendue sur laquelle nous reviendrons encore à l'occasion des machines à vapeur.

Pompes élévatoires à piston plongeur de la mine de Himmelfahrt.—Pour ne rien laisser à désirer sur un sujet d'une aussi grande importance, que la construction des grandes pompes d'épuisement qui peuvent aussi remplacer, avec un grand avantage, les pompes à réservoir d'air dont on fait le plus souvent usage pour l'élévation des eaux nécessaires à l'alimentation des réservoirs des villes, nous donnons encore, *fig.* 15, *Pl. LIV*, les dessins d'une pompe à plongeur, construite pour un des puits de la mine de Himmelfahrt, district de Freyberg, par l'habile constructeur M. Brendel. La machine motrice est une roue à chute supérieure (roue à augets) d'un diamètre de 20 aunes et 6 pouces de Saxe ($11^m,54$) et une aune ($0^m,57$) de largeur dans œuvre, ayant 96 augets en fonte. Le fond de chaque auget est un arc de cercle de 4 pouces (0,095) de rayon, normal à la circonférence interne des couronnes, se prolongeant jusqu'à la moitié de la largeur de ces couronnes, et se raccordant tangentiellement avec une surface plane qui forme la partie extrême de l'auget et vient couper sous un angle de 15 degrés la circonférence extérieure de la roue. Deux manivelles placées aux extrémités de l'arbre de la roue, à 180° de distance angulaire, impriment à des lignes de tirants en bois de sapin, un mouvement alternatif qui est transmis par l'intermédiaire de *varlets* ou grands leviers coudés en bois à deux maîtresses tiges qui oscillent dans le puits vertical et auxquelles se rattachent les plongeurs des pompes disposées en cascade, et alternativement près des deux parois opposées du puits. Ces deux maîtresses tiges sont entièrement en fer ; elles se font mutuellement équilibre ; elles élèvent

l'eau dans les tuyaux montants des pompes, lors de leur excursion ascendante, chacune d'elles soulevant alors son propre poids, celui des plongeurs et celui des colonnes d'eau qui pressent sur eux. Chaque maîtresse tige descend en vertu de son propre poids et de celui des plongeurs qui y sont reliés, diminués du poids des colonnes d'eau aspirées qui est presque nul, ou même négatif, dans la disposition adoptée ici. Ainsi les tiges en fer sont toujours tendues et n'agissent jamais en poussant. J'arrive à la description spéciale de l'une des pompes.

La caisse A, contenant les soupapes, a la forme prismatique. Elle est placée au dessus du corps de pompe qui débouche dans l'intervalle compris entre les deux soupapes. Elle se raccorde à une extrémité avec le tuyau ascensionnel D, et reçoit par l'autre extrémité T entièrement ouverte l'eau de la bâche dont elle traverse une des parois latérales, de façon à ce que le tuyau aspirateur soit supprimé. Elle a 12 pouces de haut sur 13 de large (mesure de Leipsick) (0m,285 sur 0m,30). L'épaisseur des parois est de 2centi.,3.

Cette caisse renferme les siéges des soupapes *cd* et *ef* venus à la fonte avec la caisse. Ce sont des plaques d'un pouce 1/4 (3 centimètres) d'épaisseur, inclinées vers le tuyau ascensionnel; l'une d'elles, celle de la soupape d'aspiration, fait avec le plan horizontal un angle de 41 degrés; l'autre forme avec le même plan un angle de 30 degrés. Les orifices de ces plaques sont bordés par un cadre en laiton *gh*, parfaitement poli, dont les bords internes coïncident avec ceux de l'ouverture de la plaque, et qui est fixé à celle-ci par des vis noyées *m*, avec interposition d'une lame de cuir. Les orifices rectangulaires des soupapes ont 7 pouces 1/2 de largeur sur 4 et 5 pouces de hauteur dans œuvre (0m,176 sur 0m,094 et 0m,117).

Chaque clapet consiste en une pièce rectangulaire de cuir prise entre deux plaques en fer, l'une supérieure et plus grande, l'autre inférieure et plus petite que l'ouverture du cadre en laiton appliqué sur le siége. Le cuir se prolonge, sur le long côté supérieur, de 2 pouces 1/2 (0m,06) au delà de la plaque métallique. Ce prolongement est fixé au siége par des vis *n* et sert de charnière; la plaque métallique supérieure se prolonge en un appendice *o* qui limite la levée de la soupape.

Des portes amovibles O et P, munies de poignées *pp*, sont placées au dessus de chaque clapet, et permettent de les visiter.

oîtes à cuir. — Le corps de pompe est un cylindre de 0m,305 de diamètre, 0m,0175 d'épaisseur et 1m,40 de longueur, il se termine en dessous par un évasement destiné à recevoir la boîte à cuir à travers

laquelle pénètre le plongeur. La partie évasée présente un diamètre de 0m,434 sur 0m,123 de profondeur ; la boîte *cdgh* destinée à contenir la garniture est introduite dans cet évasement, elle a un diamètre de 13 pouces (0m,305) sur une profondeur de 4 pouces (0m,94) ; elle est fixée au moyen de brides et de boulons *tx* à l'évasement qui termine le corps de pompe, avec interposition d'un anneau plat en plomb *w w*. Les boulons *tx* retenus par les écrous placés sur la bride *ki* du corps de pompe, portent en *x* un renflement ayant la forme de deux troncs de cône appliqués l'un contre l'autre ; au delà de ce renflement, qui est à moitié noyé dans l'épaisseur de la bride *gh* de la boîte à cuir, les boulons *tx* se prolongent en une tige *xu* qui traverse la bride *ef* du couvercle de la boîte à cuir ; les extrémités des prolongements *xu* sont aussi filetées et reçoivent des écrous qui pressent le couvercle contre la boîte. On remarquera qu'il existe un intervalle *yy*, entre l'évasement qui termine le corps de pompe et le pourtour extérieur de la boîte à cuir. Cet espace est rempli d'eau quand la pompe fonctionne, et les corps solides entraînés, plus denses que l'eau, tels que les grains de sable, s'y réunissent en vertu de leur pesanteur spécifique. Le couvercle *ef* est alésé intérieurement au diamètre de 0m,28, et son bord interne forme une saillie d'un centimètre environ d'épaisseur et de 0m,035 de hauteur, qui pénètre dans l'évasement de la boîte à cuir. Il est fixé à celle-ci, ainsi que nous l'avons dit, par les écrous vissés sur le prolongement des boulons *tx*.

La garniture *zz* est formée d'une bandede cuir de Maëstricbt de 6 pouces de largeur (0m,14), qu'on a laissée tremper dans le suif et ensuite repliée sur elle-même, de manière à la doubler et à réduire sa largeur à 3 pouces. Elle est introduite dans la boîte, le pli tourné vers le bas, et les bords juxtaposés vers l'intérieur du corps de pompe.

Deux trous situés aux extrémités d'un même diamètre traversent les brides *gh* et *ef* de la boîte à cuir et de son couvercle, et aboutissent dans l'intervalle *yy* compris entre l'évasement du corps de pompe et le pourtour de la boîte à cuir ; ces trous sont fermés par des boutons métalliques à vis *q*, *q*, que l'on retire assez souvent pour laisser tomber le sable qui s'est accumulé au bas du corps de pompe.

Le plongeur C est un cylindre métallique creux de 1m,44 de longueur et 0m,28 de diamètre extérieur. Il est fixé par un écrou à une tige en fer qui monte suivant son axe ; le vide restant à l'intérieur est rempli avec du bois. La tige de ce plongeur est liée à la maîtresse tige par une fourchette de 0m,64 de longueur. Les fig. 13 et 14, *Pl. LV*, représentent en projections verticales, cet assemblage, avec l'é-

trier qui embrasse la caisse A et le corps de pompe. Cest l'extrémité du plongeur, *t* sa tige ; *ab* la fourchette qui termine cette tige ; *m*, *n* les deux branches de l'étrier ; *opb* est un triangle en fer forgé qui réunit la tige du piston et les branches *m*,*n* de l'étrier à la maîtresse tige. Une tige *bc*, *fig.* 14, part du sommet *b* de ce triangle, et est reliée à la maîtresse tige *df* par les bandes de fer latérales *gh*, *g'h'* et les boulons à vis qui traversent le tout. Pour augmenter la solidité de cet assemblage, on a terminé l'appendice *bc* du triangle et la maîtresse tige *df*, par les parties renflées *c*, *d* qui s'appliquent l'une contre l'autre. Un triangle semblable à *opb* réunit au dessus du corps de pompe les branches *m*,*n* de l'étrier à la partie supérieure de la tige. Nous reviendrons encore sur ces dispositions, en traitant de l'installation des pompes dans les puits.

La levée des plongeurs est de 4 pieds (1^{m},13), et chacun d'eux fait quatre excursions complètes par minute. La hauteur de la colonne ascensionnelle des pompes échelonnées varie depuis 13.965 jusqu'à 22.353 lachter (soit de 28 à 44 mètres). On a reconnu que les écrous des boîtes à cuir, lorsqu'ils avaient été une fois convenablement serrés, n'avaient pas besoin d'être serrés de nouveau avant seize semaines. Quant à l'usure des garnitures en cuir, elle est très-lente ; car on n'avait pas encore eu besoin de les renouveler, bien que les pompes eussent fonctionné déjà pendant dix-huit mois. Le volume d'eau débité par une pompe marchant à trois coups 1/2 par minute, a été trouvé égal, dans trois expériences, aux fractions 0,905, 0,875 et 0,876 du volume engendré par l'excursion du piston. L'excès de la première fraction sur les deux autres est attribué à ce qu'il n'y avait pas une hauteur d'eau suffisante, au dessus de l'embouchure de la caisse A, dans le réservoir de la pompe. Il paraît donc que l'on peut admettre un déchet de 10 pour cent, et un rendement de 90 pour cent, pour des pompes ainsi construites et installées, marchant à la vitesse indiquée.

Installation des pompes d'épuisement dans les puits. — L'épuisement des eaux, dans les puits profonds, est ordinairement exécuté par les pompes étagées. La pompe inférieure prend dans le puisard, l'eau qu'elle verse dans une bâche posée sur des étais ou moises transversales établies dans le puits ; le tuyau aspirateur de la pompe suivante puise dans cette bâche, l'eau qu'elle porte dans une bâche supérieure, où elle est reprise par une troisième pompe, et ainsi successivement jusqu'au niveau où les eaux doivent être définitivement versées dans une galerie d'écoulement qui les conduit au jour.

Les pistons de toutes les pompes étagées sont ordinairement atta-

chés à une même tige en bois appelée *maîtresse tige*; celle-ci descend dans toute la profondeur du puits, et tient par son extrémité supérieure à un balancier, qui lui transmet le mouvement alternatif qu'il reçoit lui-même de la machine motrice.

La *fig.* 1, *Pl. LVI*, représente un pareil ensemble de pompes étagées disposées dans un puits vertical. *tt'* est la maîtresse tige qui reçoit du moteur un mouvement rectiligne alternatif : p_1 p_1' est la pompe inférieure, qui est élévatoire et à piston creux. Les détails de cette pompe sont représentés *fig.* 16, *Pl. LIII*. La chapelle est en *c*. La tige de son piston est fixée à la maîtresse tige *t t'* en *a* par un cadre en fonte à deux flasques boulonnées d'une part à la maîtresse tige, et de l'autre à la tige de la pompe p_1 p_1'. Celle-ci verse dans la bâche b_1, où l'eau est reprise par le tuyau aspirateur de la pompe foulante $p_2\,p_2'$. (Voyez, pour la construction de cette pompe, la *fig.* 1, *Pl. LIV*.) Le piston plongeur de celle-ci est attaché à la maîtresse tige en *a'*, au moyen de frettes en fer; des pièces de bois courtes *m m'* sont interposées entre la face de la maîtresse tige et la face de la tige du piston plongeur, afin d'établir entre celui-ci et la maîtresse tige l'écartement nécessaire, pour que l'axe du piston plongeur corresponde à l'axe du corps de pompe. La pompe $p_2\,p_2'$ verse dans la bâche b_2, où l'eau est reprise par une pompe semblable, etc.

Une ligne d'échelles est placée dans le puits, pour qu'on puisse visiter facilement la ligne de pompes.

Des planchers sont établis à la hauteur où se trouvent les chapelles, et de petites grues ou potences qui ne sont pas représentées dans le dessin, sont habituellement installées sur ces planchers, afin qu'un seul ouvrier puisse déplacer les portes des chapelles, quand les clapets de la pompe doivent être remis en ordre.

La maîtresse tige qui transmet son mouvement rectiligne alternatif aux pistons de toutes les pompes, est guidée dans le puits par des prisons *x x* formées de deux pièces de bois parallèles, dont les extrémités sont posées dans la roche des parois, et de deux autres pièces placées sur les premières auxquelles elles sont réunies par des boulons. Ces quatre pièces laissent entre elles un vide intérieur de forme rectangulaire, dans lequel joue la maîtresse tige.

Les corps de pompe doivent être posés sur des appuis inébranlables, parce qu'un léger dérangement suffirait pour occasionner des ruptures, ou tout au moins donnerait lieu à une usure rapide et inégale des garnitures des pistons ou des presse-étoupes, et par suite à des pertes d'eau.

Les tuyaux ascensionnels des pompes, formés de tuyaux en fonte

à brides, assemblés entre eux par des boulons à vis, doivent aussi être supportés par des pièces solidement fixées et posées avec soin, parce que les tassements ou dérangements des pièces qui les supportent donneraient lieu à des ruptures, ou au moins à l'ouverture des joints des tuyaux, qui laisseraient perdre l'eau élevée.

Maîtresse tige. — La maîtresse tige doit avoir des dimensions telles, qu'elle ne subisse ni allongement ni raccourcissement sensible, ni flexion sous les efforts de traction ou de compression auxquels elle est soumise, afin qu'elle transmette intégralement, sans vibration et sans ébranlement, jusqu'au fond du puits, le mouvement qui lui est imprimé par la machine motrice; par la même raison, elle doit être attachée au levier du balancier qui lui imprime le mouvement rectiligne alternatif, par des pièces dont les articulations soient ajustées avec le plus grand soin, pour ne pas laisser un jeu qui donnerait lieu à des chocs pendant le mouvement du système; enfin les prisons qui la guident, dans ses excursions, doivent être parfaitement invariables.

La première conséquence de la nécessité d'une pose soignée et d'une assiette invariable pour toutes les pièces d'un système de pompes d'épuisement, est qu'un pareil système ne peut être établi que dans un puits dont les parois soient très-solides, et qui soit creusé dans un terrain non sujet à être ébranlé par suite des éboulements qui pourraient avoir lieu dans les excavations souterraines. Si cette dernière condition est satisfaite, il restera, pour satisfaire la première, à consolider par des revêtements très-solides en bois, ou mieux encore en maçonnerie, les parties du puits qui ne se trouveraient pas dans des roches dures, solides, et non susceptibles d'être altérées par l'action de l'air ou des eaux qui filtrent sur ces parois; enfin, à choisir pour l'emplacement des corps de pompes, des bâches, et des points d'appui des traverses sur lesquelles seront posés les tuyaux de la colonne ascensionnelle, ou qui serviront de guides à la maîtresse tige, les portions du puits qui offriront le plus de solidité, quand les parois ne seront pas dans toute leur étendue uniformément résistantes.

Les moyens de consolider les étais destinés à supporter les diverses parties du système des pompes, varient d'ailleurs dans chaque cas, suivant la nature de la roche et des revêtements du puits. Revenons maintenant à chacune des parties qui entrent dans un système de pompes.

La maîtresse tige est ordinairement en bois, quelquefois en fer forgé lorsqu'elle doit agir en tirant; une maîtresse tige en bois est

formée de plusieurs pièces de sapin choisies avec soin, de manière qu'elles n'aient ni nœuds, ni défauts d'aucune espèce, équarries et dressées avec le plus grand soin, et assemblées entre elles en *trait de Jupiter*, *fig.* 2, *Pl. LVI*, consolidé par de fortes bandes de fer méplat qui recouvrent les deux faces des pièces assemblées, se prolongent au delà des extrémités entaillées par le trait de Jupiter, et sont réunies par des boulons à vis qui traversent ces deux armatures et la tige. Les dimensions de la section transversale de la maîtresse tige ne sont pas uniformes dans toute la profondeur du puits. Les parties supérieures qui sont chargées du poids des parties inférieures doivent avoir un plus fort équarrissage, et dans les puits profonds où sont installées des pompes de grandes dimensions, ces parties supérieures sont souvent formées de deux pièces de bois équarries, juxtaposées et réunies l'une à l'autre par des boulons en fer. Ainsi, dans un puits d'épuisement des *Consolidated mines* dans le Cornwall, dont la profondeur était de 1200 pieds anglais (366 mètres), nous avons vu une maîtresse tige qui, dans sa partie supérieure, était formée de deux pièces de bois juxtaposées, ayant chacune un pied anglais ($0^m,30$) d'équarrissage en tout sens, tandis que les parties inférieures étaient formées d'une seule pièce de sapin de 13 pouces anglais ($0^m,33$) d'équarrissage en tout sens.

Toutes les pompes établies dans le puits dont nous nous occupons étaient des pompes foulantes à plongeur, excepté la pompe la plus basse qui était à piston creux. L'eau était foulée dans les tuyaux ascensionnels des pompes foulantes par la chute de la maîtresse tige, et la résistance opposée par l'eau à la chute de celle-ci était d'environ 29,000 kilogrammes. Le poids de la maîtresse tige était en outre en partie équilibré par trois balanciers à contre-poids établis, l'un à la surface du sol, et les deux autres dans des excavations creusées *ad hoc* dans la roche des parois, et par une colonne d'eau de 180 pieds anglais de hauteur, qui oscillait dans une colonne verticale de tuyaux, placée entre le niveau de la galerie d'écoulement et l'orifice du puits. L'effet des contre-poids à balanciers et de la colonne d'eau était de 55,000 kilogrammes environ, réduits à la vitesse de la maîtresse tige, de sorte que le poids total de celle-ci et des pièces liées avec elle, qu'elle entraînait dans son mouvement rectiligne alternatif, dépassait 84.000 kilogrammes.

Cet excès considérable du poids de la maîtresse tige sur celui de l'eau qu'elle doit refouler dans sa chute, n'est pas seulement commandé par la nécessité de lui donner des dimensions suffisantes pour éviter toute chance de rupture, tout allongement ou raccourcisse-

ment, et surtout toute flexion sensible pendant la chute de cette tige. Il est aussi avantageux, comme nous le ferons voir plus loin, en raison de la nature du moteur, qui est une machine à vapeur à simple effet et à *détente*.

Les pièces de bois composant la maîtresse tige dont nous parlons, avaient chacune de 15 à 18 mètres de longueur; elles étaient assemblées l'une au bout de l'autre, par simple juxtaposition, et entailles à mi-bois, sans trait de Jupiter, et reliées seulement par de fortes armatures en fer méplat appliquées sur les quatre faces de la pièce à l'endroit de la jonction, et traversées par de gros boulons à vis.

A son extrémité supérieure, la maîtresse tige était attachée au balancier qui lui imprimait le mouvement, par une très-forte pièce en fer forgé, formée d'une partie plate en forme de coin, qui pénétrait dans le milieu de l'épaisseur de la tige, sur une profondeur de $1^m,50$ à 2 mètres; une embase plate portait sur l'extrémité de la maîtresse tige. La pièce était terminée par une fourchette dont les branches étaient percées de deux ouvertures, pour recevoir le gros boulon par lequel elle était unie au balancier. Deux barres de fer méplat sont appliquées sur les faces latérales de la maîtresse tige et serrées par des boulons à vis qui traversent à la fois ces armatures, la partie méplate de la tête et le bois de la tige. La *fig.* 3, *Pl. LVI*, représente cette disposition.

On voit dans la *fig.* 1, *Pl. LVI*, le mode de liaison des tiges particulières des pistons avec la maîtresse tige.

Précautions contre la rupture de la maîtresse tige. Patins.— Malgré les fortes dimensions et l'excessive solidité des pièces qui composent la maîtresse tige, et des armatures qui les unissent entre elles, une rupture de cette pièce occasionnerait des accidents d'une telle gravité, que l'on a dû prendre des précautions contre cette chance d'accident, quelque faible qu'elle soit. Pour cela, on arme la maîtresse tige de plusieurs appendices dits *patins* placés à différents niveaux, et assez rapprochés les uns des autres, surtout vers l'extrémité supérieure de cette tige où une rupture aurait des résultats plus désastreux.

Dans les mines d'étain et de cuivre du Cornwall, les patins consistent simplement en deux pièces de bois courtes *vv',vv'*, *fig.* 1, *Pl. LVI*, posées de bout et appliquées contre deux faces opposées de la maîtresse tige à laquelle elles sont solidement reliées par des frettes et de très-forts boulons en fer. Ces patins sont placés de telle façon que leur partie inférieure vient, lorsque la maîtresse tige ar-

rive au bas de sa chute, presque au contact des pièces de bois formant *les prisons* entre lesquelles elle circule. Ces prisons sont formées ici non pas simplement de deux pièces de bois transversales appuyées par leurs extrémités sur la roche du puits, mais de plusieurs pièces semblables bien équarries posées les unes sur les autres, et constituant un fort massif de charpente capable de résister au choc qui résulterait de la maîtresse tige, après une rupture.

Dispositions adoptées au Huelgoat. — Comme des patins semblables sont distribués à différents niveaux sur la maîtresse tige, celle-ci, en cas de rupture, se trouverait supportée à la fois sur plusieurs points de sa longueur. L'élasticité des pièces de bois permettrait à celles qui recevraient le premier choc de fléchir un peu, et si les patins sont bien ajustés, une légère flexion de ces pièces incapable de les rompre suffira pour que les autres patins viennent porter à leur tour sur les charpentes qui se trouvent respectivement au dessous de chacun d'eux ; si les patins étaient mal ajustés, de sorte que l'un d'eux vînt à porter bien avant les autres, il pourrait être détruit et brisé par la violence du choc, avant que les derniers lui vinssent en aide. Il y aura donc avantage à imiter, quand on aura affaire à des maîtresses tiges d'un grand poids, la disposition adoptée par M. Juncker pour la tige des pompes élévatoires du Huelgoat, et qui consiste à placer sur les estampes ou fortes moises qui s'appuient sur le roc, des piles de planches de sapin de 2 à 3 centimètres d'épaisseur, qui sont brisées successivement par la violence du premier choc, amortissent l'effet de ce choc sur les moises qu'elles recouvrent, et permettent en outre à tous les patins de venir porter sur leurs supports respectifs, quand même les vices d'ajustement des patins par rapport aux supports sur lesquels ils devraient tomber simultanément, seraient assez marqués.

M. Juncker a adapté ainsi cinq paires de patins à une maîtresse tige du poids de 15.000 kilogrammes, et s'est assuré que le bris de sept planches de sapin superposées suffisait pour détruire toute la vitesse acquise par un poids de 3.000 kilogrammes, tombé de $2^{m},30$ de hauteur verticale; les patins en bois sont remplacés dans la mine du Huelgoat, par des appendices en fer forgé solidement arc-boutés et fixés à la tige; sur les piles de planches qui sont maintenues en place par des boulons en fer, repose librement un saumon de plomb qui recevrait le premier choc des patins, en cas de rupture.

Corps de pompes et tuyaux.—Les corps de pompe sont posés sur de fortes moises en bois, dont les extrémités reposent dans des entailles pratiquées dans la roche des parois, quand cette roche est ré-

sistante. Ces entailles sont en ce cas dressées avec soin et à la pointe. Si les parois sont revêtues d'un muraillement, les extrémités des moises sont emmuraillées dans le revêtement. On évite autant que possible de les faire porter sur le boisage des puits. Cependant dans les puits cuvelés à cadres jointifs, on est obligé d'appuyer les extrémités de ces moises sur les cadres du cuvelage, et dans ce cas on doit poser les extrémités sur des semelles ou pièces de bois clouées aux pièces du cuvelage par de fortes chevilles en fer, plutôt que d'entailler les pièces du cuvelage, et l'on a soin de relier ensemble, par des armatures en fer méplat, plusieurs pièces successives du cuvelage, voisines du niveau des moises, afin de les rendre toutes solidaires, et de répartir la charge entre elles. Du reste, on consolide ces moises, soit en les reliant avec le terrain supérieur par des tirants en fer amarrés à des crampons scellés dans la roche, ou avec les cadres supérieurs du boisage, par des tirants en bois ou en fer, soit en les soutenant par des pièces de bois, de fonte ou de fer qui reposent directement sur le terrain inférieur, ou s'appuient sur des traverses établies plus bas, et viennent arc-bouter vers le milieu de leur longueur les moises portantes.

Les bâches qui reçoivent les eaux de la pompe inférieure, et où puise le tuyau aspirateur de la pompe supérieure, sont établies dans les angles ou sur un des côtés du puits. Elles sont construites en madriers épais, soigneusement dressés, et les joints en sont calfatés avec des étoupes goudronnées. La pompe inférieure verse l'eau dans la bâche par une auge en bois qui est fixée sur la tête du tuyau ascensionnel, comme on le voit, *fig.* 1, *Pl. LVI.* Cette disposition présente, il est vrai, l'inconvénient d'élever, à chaque reprise de pompes, l'eau un peu plus haut que les bords de la bâche, pour la laisser retomber dans celle-ci. On pourrait éviter cela, en faisant déboucher directement le tuyau ascensionnel de la pompe inférieure à travers le fond de la bâche; mais il est douteux que la difficulté de tenir bien étanche le joint entre le collet du tuyau et le fond de la bâche, ne fît pas plus que compenser l'économie du petit excès de travail nécessité par la surélévation de l'eau à chaque reprise, lorsqu'on fait usage de pompes hautes dont chacune porte l'eau à 25 ou 30 mètres de hauteur verticale au moins, et souvent beaucoup plus haut.

Les tuyaux ascensionnels des pompes sont supportés par des moises jumelles établies de distance en distance et appuyées par leurs extrémités sur la roche des parois du puits, ou sur les revêtements en bois ou en maçonnerie. Sur ces jumelles sont posées des pièces courtes transversales sur lesquelles posent les brides ou les oreilles des

tuyaux. Les pièces courtes sont taillées et calées de manière à ce que les brides s'appuient exactement sur elles; mais il faut éviter de les caler de manière à produire des tensions dans les tuyaux, et à faire porter par les traverses une partie du poids des tuyaux qui sont à un niveau inférieur. Il est important, dans tous les cas, que l'axe de la colonne ascensionnelle soit maintenu suivant une ligne droite verticale, ou inclinée si la pompe est inclinée. Cela est surtout indispensable, quand on fait usage de pompes élévatoires à pistons creux, dont la tige se meut dans l'intérieur de la colonne ascensionnelle. Il faudra donc ajuster avec soin les tuyaux les uns sur les autres, dans la mise en place des pompes.

La température des eaux souterraines élevées par les pompes demeurant à peu près invariable en toute saison, il est inutile de prendre des précautions particulières contre les dilatations dues aux variations de température, toutes les fois que le développement des tuyaux ascensionnels n'est pas très-long. Cependant, lorsque la pompe doit porter l'eau d'un seul jet à une hauteur considérable, comme 100 ou 150 mètres, ou lorsque le tuyau ne s'élève pas verticalement, et présente un développement étendu, il est prudent d'établir, dans l'étendue de la colonne ascensionnelle, quelques *joints compensateurs*, qui permettent aux tuyaux contigus de jouer un peu l'un dans l'autre. Ces joints ne préviennent pas seulement les ruptures que pourraient amener des variations de température, mais encore celles qui pourraient être occasionnées par les légers tassements de la roche des parois, et des traverses sur lesquelles porte la colonne. Ils se forment en assemblant les deux tuyaux contigus dont l'inférieur est évasé à son extrémité, à emboîtement, et en garnissant l'espace annulaire compris entre la paroi externe du tuyau intérieur et la paroi interne de l'orifice évasé, avec des tresses de chanvre goudronné et une rondelle de plomb enfoncée, à l'aide d'un poussoir en fer sur la tête duquel on frappe à coups de marteau. On peut aussi imiter le mode par lequel M. Juncker a réuni la partie inférieure de la colonne ascensionnelle de la pompe du Huelgoat à la pièce qui contient le clapet de refoulée, *fig.* 2, *Pl. LIV*, et page 209.

Pompes d'épuisement dans les puits inclinés. — L'on établit quelquefois des pompes dans des puits inclinés; les tuyaux montants et les corps de pompe sont alors posés sur des traverses reposant elles-mêmes sur le *mur* du puits. La disposition inclinée des corps de pompe dans lesquels jouent les pistons, est évidemment défavorable à la conservation des garnitures de tout le système, et du corps

de pompe lorsqu'il est alésé, parce qu'il résulte du poids du piston une usure inégale des garnitures en cuir ou en chanvre, ainsi que des corps de pompe alésés et des pistons qui jouent dans leur intérieur. Aussi les pompes inclinées perdent généralement beaucoup plus d'eau, et donnent lieu à des frais d'entretien plus considérables que les pompes verticales. Dans la plupart des cas, il serait définitivement plus économique de creuser un puits d'épuisement vertical, pour y installer les pompes, que de se servir pour cela de puits inclinés existants.

Action des eaux corrosives sur les tuyaux en fonte. — Les eaux qui coulent dans les mines contiennent souvent des sulfates métalliques provenant de la décomposition des pyrites ou autres minerais sulfurés, et qui, conservant la réaction acide, attaquent fortement les pièces en fer forgé et même en fonte. Ces propriétés corrosives sont très-marquées dans la plupart des mines de cuivre pyriteux et dans beaucoup de mines de houille; la partie des tuyaux aspirateurs en fonte de fer, qui est constamment plongée dans l'eau, y éprouve une décomposition singulière. Le fer est attaqué, à ce qu'il paraît, par une sorte de pénétration graduelle de la surface à l'intérieur de la masse, et au bout de quelque temps, la fonte qui a conservé sa forme a perdu presque toute sa ténacité : elle est devenue tendre au point de se laisser couper au couteau, à peu près comme de la plombagine ; elle a même pris l'aspect et la couleur de cette dernière substance. Lorsque les eaux sont ainsi corrosives, il est à peu près impossible de faire usage de corps de pompe alésés en fonte; ils seraient bientôt attaqués et chambrés, au point de ne pas laisser aux garnitures en cuir des pistons, la possibilité de s'appliquer contre leurs parois intérieures; il faut alors construire les corps de pompes alésés en bronze (alliage de cuivre et d'étain), et en outre, comme les garnitures en cuir perdent de leur souplesse quand elles sont immergées dans des eaux acides, il faut renouveler très-fréquemment ces garnitures qui autrement laisseraient perdre une grande partie de l'eau aspirée.

Les garnitures en cuir se conservent cependant beaucoup plus longtemps lorsqu'on les tient constamment graissées; ceci n'est possible que pour les pistons pleins qui jouent dans un corps de pompe ouvert à l'une de ses extrémités. Ainsi, dans la pompe du Huelgoat, *fig.* 2, *Pl. LIV*, le cylindre étant ouvert par le bas, on lubréfie les parois de ce cylindre et le piston, en frottant de temps en temps avec un tampon graisseux, les parois du cylindre, ce qui se fait sans arrêter le jeu de la pompe.

Mais avec des eaux corrosives, il vaut encore mieux faire usage de pompes à *piston plongeur* qui n'exigent pas que les corps de pompes soient alésés. Les pistons sont alors construits en bronze, et comme on tient la garniture placée à l'extrémité du cylindre dans lequel s'enfonce le piston plongeur, constamment lubréfiée avec des corps gras, le piston ne se détériore point.

Doublage en bois des tuyaux, usité dans le Cornwall. — Dans les mines de cuivre et d'étain du comté de Cornwall, les pompes sont ainsi généralement à pistons plongeurs, *fig.* 1, *Pl. LIV*, à l'exception de celle qui prend l'eau directement dans le puisard, laquelle est élévatoire à piston creux, *fig.* 16, *Pl. LIII*. On place au bas de la ligne une pompe de ce genre, afin de parer au cas où le fond de la mine serait accidentellement inondé, et où les eaux viendraient à s'élever au dessus du niveau de la chapelle de la pompe inférieure, comme cela peut arriver à la suite d'une irruption d'eau dans la mine, d'un dérangement considérable des pompes, ou de la machine qui leur imprime le mouvement. La pompe à piston creux présente alors cet avantage, que, comme le clapet dormant et le piston peuvent être retirés par l'orifice supérieur du tuyau montant, ces pièces peuvent être changées, si elles sont usées ou défectueuses, même lorsque tout le bas de la pompe est noyé. Tous les tuyaux, y compris celui dans lequel joue le piston plongeur sont en fonte, et pour les préserver de l'action corrosive des eaux, on les double intérieurement avec des douves de bois de sapin d'un centimètre et demi d'épaisseur environ. Ces douves sont juxtaposées contre les parois internes des tuyaux; elles se tiennent en place par la pression mutuelle qu'elles exercent l'une contre l'autre. Lors de la mise en place de cette doublure, les planchettes de forme rectangulaire dont la largeur est de 5 à 8 centimètres suivant le diamètre du tuyau, et dont la longueur égale celle du tuyau, sont appliquées sur la paroi interne et calées provisoirement avec de petits morceaux de bois. Quand on a tout garni, sauf l'espace correspondant à la largeur d'une planchette, on place dans cet espace deux douves dont le contour est un trapèze et non un rectangle, la largeur étant plus grande à une extrémité qu'à l'autre. Ces deux planchettes sont enfoncées à côté l'une de l'autre, par les deux extrémités opposées du tuyau, dans le vide qui reste à remplir; elles font coin et déterminent ainsi le serrage de tout l'ensemble de la garniture.

Préparation des tuyaux à l'huile siccative. — M. Juncker, lors de l'établissement de la pompe du Huelgoat, soumit tous les tuyaux à une pression d'épreuve triple de celle qui correspondait à la charge

d'eau *statique*, qu'ils auraient respectivement à supporter après la mise en place. Pour cela il foula de l'eau dans l'intérieur de ces tuyaux, au moyen d'une pompe de pression, portant une soupape qui était chargée de poids calculés d'après la pression que l'on voulait obtenir; la plupart des tuyaux laissèrent passer, sous ces fortes pressions, de l'eau qui filtrait à travers les pores de la fonte; il pensa que ces fuites pourraient être prévenues, en foulant dans le tuyau un liquide visqueux, et il essaya à cet effet de l'huile de lin rendue siccative par l'ébullition sur de la litharge. Après avoir rempli un tuyau d'huile siccative, il y foula, à l'aide de la pompe, de l'huile de lin ordinaire, jusqu'à ce que la soupape se levât; aucun suintement gras n'apparut au dehors; quelque temps après, le même tuyau essayé à l'eau simple, demeura tout à fait imperméable; l'huile siccative avait pénétré un peu dans les pores de la fonte, et formé à l'intérieur des tuyaux un vernis fortement adhérent. Déterminé par cette expérience, M. Juncker fit presser à l'huile tous les tuyaux de la colonne de pompes, qui furent ainsi rendus imperméables à l'eau. Il remarqua postérieurement que l'un des tuyaux inférieurs qui avaient été soumis à cette préparation, n'avait point été endommagé par les eaux acides et corrosives de la mine, après un service de trois années. Il paraît, d'après cela, que ce procédé est efficace, non-seulement pour rendre imperméables à l'eau, sous de fortes pressions, les tuyaux en fonte dont le tissu lâche donne lieu à des suintements, mais encore pour préserver, pendant un temps fort long et peut-être indéfiniment, ces tuyaux de l'action des eaux corrosives. L'emploi de ce moyen est beaucoup plus commode que le doublage en bois usité dans le comté de Cornwall, et nous n'hésitons pas à le recommander aux exploitants de mines.

Épaisseurs à donner aux tuyaux. — Les épaisseurs des tuyaux de pompes doivent être proportionnées à la charge d'eau qu'ils auront à supporter pendant le travail, et par suite à leur distance verticale à l'orifice supérieur de la colonne ascensionnelle. Mais, comme il serait incommode et assez inutile d'ailleurs de diminuer l'épaisseur de la fonte d'un tuyau à l'autre, on donne des épaisseurs uniformes aux tuyaux qui forment la colonne sur une hauteur assez considérable, dix mètres par exemple, et l'on ne fait varier l'épaisseur que de dix en dix mètres. La résistance absolue de la fonte à la rupture varie suivant la qualité de la fonte; elle est comprise, d'après plusieurs expérimentateurs, entre 1797 et 3800 kilogrammes par centimètre carré. Mais il faudrait se garder d'approcher de cette limite, surtout pour des tuyaux de pompes d'épuisement. D'après la

pratique des constructeurs, nous conseillerons de donner aux tuyaux une épaisseur telle que le métal ne soit pas soumis, en vertu de la charge d'eau, à une tension supérieure à 40 kilogrammes par centimètre carré de section. En partant de ce principe, si nous désignons par d le diamètre intérieur d'un tuyau exprimé en centimètres, par h la hauteur verticale de l'orifice au dessus de ce tuyau exprimée en mètres, par e l'épaisseur du métal exprimée en centimètres, l'épaisseur e sera déterminée par l'équation :

$$e = \frac{h \times d}{800}.$$

Ainsi pour un tuyau de $0^{m},30$ de diamètre, qui aurait à supporter une charge verticale de 100 mètres d'eau, on aurait:

$$h = 100,\ d = 30 \text{ et } e = \frac{3000}{800} = 3^{\text{centim.}},75$$

pour une hauteur h de 50 mètres, et un diamètre du tuyau de 30 centimètres, on aurait :

$$e = 1^{\text{centim.}},87.$$

Pression d'épreuve. — En déterminant les épaisseurs de la fonte, d'après la règle précédente, on pourra faire subir aux tuyaux une pression d'épreuve triple de celle qui correspond à la charge qu'ils auront à supporter. La tension du métal, lors de l'épreuve, ne sera que de 120 kilogrammes par centimètre carré, ce qui est bien au dessous de la limite de tension capable d'altérer un tuyau qui ne serait pas d'ailleurs défectueux. Cette pression d'épreuve est indispensable, et on ne doit jamais l'omettre, parce qu'elle met en évidence les défauts de la fonte, qui sont, comme l'on sait, assez fréquents. On ne devrait pas d'ailleurs rebuter des tuyaux qui laisseraient suinter l'eau à travers les pores de la fonte ; ces fuites disparaissent à l'usage, ou mieux en pressant les tuyaux à l'huile siccative. La formule $e = \frac{h \times d}{800}$ donnerait des épaisseurs plus fortes qu'il ne serait nécessaire pour les très-grandes charges d'eau ; mais elle convient bien pour les hauteurs que l'on donne ordinairement aux pompes d'épuisement. Quant aux tuyaux en fonte qui ne supportent que de très-faibles charges d'eau, on ne peut guère leur donner une épaisseur moindre que 8 millimètres, à cause des difficultés que présenterait le moulage des tuyaux plus minces, et de la fragilité qui en résulterait.

Enfin, il importe de s'assurer que le moulage des tuyaux en fonte a été soigné, et que leur épaisseur est sensiblement uniforme; pour cela il conviendra de fixer d'avance au fondeur qui sera chargé de la fourniture, le poids de chacun des tuyaux, en même temps que ses dimensions, en laissant pour le poids une tolérance de 5 à 6 pour cent. On pourra calculer le poids de chaque tuyau, d'après ses dimensions, en prenant pour poids spécifique de la fonte 7207 kilogrammes.

Il importe de ne pas donner trop peu de longueur aux tuyaux, afin de ne pas multiplier les joints; mais d'un autre côté, la difficulté de la mise en place ne permet pas de porter cette longueur au delà de $2^m,50$ à 3 mètres au plus.

Tuyaux en tôle. — Dans ces dernières années, on a commencé à faire usage, dans les mines du nord de la France, de tuyaux en tôle de fer, au lieu de tuyaux en fonte, pour composer les colonnes ascensionnelles des pompes d'épuisement. L'usage de la tôle présenterait sans doute l'avantage d'une économie sur le prix d'achat, à cause de l'épaisseur beaucoup moindre du métal, et d'une mise en place plus facile, à cause de la légèreté qui en résulterait. Mais, par compensation, on doit craindre la destruction assez rapide des tuyaux en tôle par l'oxydation, à moins qu'on ne les recouvre extérieurement et intérieurement d'une couche de vernis ou de peinture soigneusement entretenue et renouvelée assez fréquemment. Les tuyaux en tôle *galvanisée*, c'est-à-dire étamée au zinc, présenteraient plus de garanties de durée que ceux en tôle simple. On peut, sans le moindre inconvénient, faire supporter à la tôle une tension de 8 kilogrammes par millimètre carré de section, ou de 800 kilogrammes par centimètre carré. Ainsi, l'épaisseur de la tôle en centimètres serait donnée par la formule :

$$e = \frac{d \times h}{16000}.$$

Elle serait $\frac{1}{20}$ de celle que nous avons indiquée pour les tuyaux en fonte. D'ailleurs, pour les charges très-faibles, elle pourrait être limitée à 2 millimètres ou 3 au plus, et cette dernière épaisseur suffirait encore pour un tuyau de $0^m,50$ de diamètre qui aurait à supporter une colonne d'eau de 96 mètres; la tension de la tôle ne serait pas supérieure à 8 kilog. par millimètre carré. On trouve, en effet, en faisant dans la formule précédente $d=50$ et $h=96$:

$$e = \frac{50 \times 96}{16000} = 0 \text{ centim.}, 3.$$

Il serait d'ailleurs inutile d'essayer les tuyaux en tôle sous une pression plus forte que celle qu'ils auront à supporter après la mise en place. Il suffit de s'assurer si les feuilles dont ils se composent sont assemblées de façon à tenir l'eau, et une pression égale à celle qu'ils auront à supporter après la mise en place, suffit pour cela.

Les *fig.* 1 et 2, *Pl. LVII*, représentent l'assemblage de deux tuyaux en tôle, d'après un dessin joint à un mémoire de M. Turbert, ancien élève externe de l'école royale des mines. Autour du tuyau inférieur B, et un peu au dessous de son extrémité supérieure, on place une bague en fer, ou en douves de bois jointives *cc'* qu'embrasse la base d'un manchon en tôle *mm'*, *mm'*, qui est lié au tuyau B par une ligne circulaire de rivets, lesquels traversent à la fois le manchon, la bague et le tuyau, et qui s'élève un peu plus haut que l'extrémité du tuyau, en laissant entre la paroi externe de celui-ci et sa paroi intérieure un espace annulaire de largeur égale à celle de la bague. A l'extrémité du tuyau contigu est adapté et fixé par des rivets un autre manchon, qui s'applique contre la paroi extérieure, et pénètre, lorsque l'on rapproche les deux tuyaux, dans l'espace annulaire compris entre le tuyau inférieur et le manchon qui l'enveloppe. L'espace restant vide est ensuite garni avec un mastic ou des étoupes goudronnées que l'on y tasse fortement, et les deux tuyaux sont réunis l'un à l'autre par trois boulons à vis qui s'appuient sur des oreilles ou équerres fixées aux deux tuyaux par des rivets, ainsi que l'indique la figure.

Les tuyaux en tôle sont surtout à recommander, à cause de leur poids beaucoup plus moindre que celui des tuyaux en fonte, pour les pompes employées lors du foncement des puits dans des terrains peu solides et très-aquifères, parce qu'il est plus facile de les manœuvrer et de les soutenir dans une excavation dont les parois ne sont point encore consolidées par des revêtements définitifs en bois ou en maçonnerie.

Épaisseurs à donner aux parois des chapelles. — Quant aux chapelles et aux corps de pompes, ces pièces sont toujours en fer fondu ou en bronze, et d'une épaisseur supérieure à celle qui devrait correspondre à leurs diamètres et à la charge d'eau statique qu'elles ont à supporter, d'après la formule $e = \frac{dh}{800}$.

Ce sont surtout les portes planes des chapelles qui doivent avoir une épaisseur considérable, tant à cause de leur forme plane que des alternatives de pression qu'elles ont à supporter. Les parois des chapelles qui contiennent les soupapes d'aspiration sont en effet pressées par l'atmosphère, de dehors en dedans, pendant que l'eau est aspirée

dans le corps de pompe, et elles ont ensuite à supporter, pendant que l'eau est refoulée, toute la pression de la colonne d'eau en mouvement dans le tuyau ascensionnel. Elles sont en outre exposées à des chocs, au moment de la fermeture des soupapes. Nous conseillerons en conséquence de soumettre les chapelles à une pression d'épreuve quintuple de la pression due à une colonne d'eau de hauteur égale à la distance verticale de la soupape d'aspiration à l'orifice du tuyau ascensionnel.

Mise en place des pompes. — Les pièces qui composent un système de pompes sont descendues dans le puits et mises en place à l'aide d'un engin ou cabestan vertical érigé au jour, à moins qu'il n'y ait déjà près de l'orifice du puits une machine d'extraction que l'on puisse utiliser pour la descente des tuyaux. Encore est-il préférable d'ériger, prés de l'orifice du puits, un engin spécialement destiné à la descente des pompes, qu'on laisse en place et qui sert ensuite aux diverses réparations à faire aux pompes, aux charpentes qui les supportent, ou même aux revêtements du puits.

Engins. — L'engin le plus simple et le plus commode se compose d'un treuil ou cabestan à axe vertical, mû par des hommes agissant sur des barres horizontales; le gros câble qui s'enroule sur cet arbre va passer sur deux poulies de renvoi fixées l'une vers le bas de l'un des montants, l'autre au sommet d'un engin élevé, présentant la forme d'un A tronqué au sommet, et formé de deux forts montants inclinés l'un vers l'autre, reliés en haut par une pièce de bois courte. Les deux montants inclinés sont au besoin arc-boutés latéralement par des pièces de bois de moindres dimensions; l'engin est à cheval sur le puits, dans le plan vertical qui contient l'axe de la maîtresse tige. Il est rendu solidaire avec le cadre en bois contenant le treuil ou cabestan vertical, parce que la semelle qui porte la crapaudine sur laquelle tourne l'arbre du treuil et le chapeau auquel est fixée la boîte dans laquelle tourne le tourillon supérieur fixé au même arbre, sont appuyés sur l'un des montants de l'engin.

Quelquefois deux cabestans verticaux sont placés symétriquement, un de chaque côté de la charpente principale, qui porte alors à son sommet deux poulies pour recevoir les câbles qui s'enroulent sur les deux cabestans. On peut descendre et manœuvrer dans le puits des poids extrêmement considérables en se servant à la fois des deux cabestans. Les *fig.* 3 et 4, *Pl. LVII*, représentent deux projections verticales sur des plans rectangulaires entre eux d'un semblable engin à deux poulies et deux cabestans, que l'on installe, pour la mise en place des pompes, sur les puits du département du Nord. S,S sont

deux semelles établies sur le sol ou plutôt sur le couronnement du boisage ou de la maçonnerie du puits. M,M montants inclinés l'un vers l'autre, qui portent sur les semelles S, S et sont arc-boutés par les pièces *a*, *a'*. C chapeau qui réunit les deux montants à leur sommet. E, E moises parallèles boulonnées contre les faces des deux montants, à une petite distance au dessous du chapeau; elles portent un gros axe en fer de 0m,06 de diamètre, sur lequel sont enfilées deux molettes dont les gorges peuvent recevoir des câbles de 0m,06 de diamètre. Le boulon est lié au chapeau C par un étrier en fer *x* qui le saisit en son milieu, dans l'intervalle des deux poulies, de sorte que si le boulon tendait à fléchir sous la charge, la résistance du chapeau lui viendrait en aide. T, T', les deux cabestans verticaux. P, P', poulies de renvoi, sur lesquelles passent les deux câbles allant l'un vers le cabestan T, l'autre vers T'. *m*, *m*, *m*, lattes clouées contre l'un des montants, servant d'échelle pour monter au haut de l'engin. *y*, *y*, rectangle en fer fixé au chapeau et qui sert à appuyer les tiges des pompes, quand on les a extraites du puits.

Pour la descente des pièces très-lourdes, on double le câble au moyen d'une mouffle simple. Un des bouts du câble est amarré à un point fixe au sommet de l'engin : il se plie en bas sur le contour d'une poulie mobile dont la chappe porte un crochet auquel est attachée la pièce que l'on veut manœuvrer; le câble remonte ensuite pour passer sur la poulie de renvoi fixée au sommet de l'engin, redescend le long du montant incliné, se plie sur la poulie de renvoi inférieure et va définitivement s'enrouler sur l'arbre du cabestan vertical. Avec un engin à double poulie, comme celui des *fig.* 3 et 4, *Pl. LVII*, on pourrait faire usage d'une mouffle à quatre cordons, en se servant d'un seul cabestan, mais on se sert plus souvent des deux cabestans à la fois.

Installation de pompes mues par une roue hydraulique ou autre moteur à double effet. — Les dispositions précédemment décrites se rapportent à des lignes de pompes dont le moteur est à *simple effet*, et n'agit que pour élever la maîtresse tige et les colonnes d'eau dont elle est chargée, la maîtresse tige retombant en vertu de son propre poids ou de l'excès de son poids sur les colonnes d'eau foulées par les pistons. Quand le moteur est à *double effet*, comme une roue hydraulique, ou une machine à vapeur dont le piston est poussé par la vapeur motrice aussi bien dans son excursion ascendante que dans son excursion descendante, le travail résistant dû au jeu des pompes doit être à peu près uniformément réparti sur les deux excursions ascendante et descendante dont se compose une pé-

riode complète du mouvement des tiges. Le moyen le plus simple d'obtenir ce résultat consiste à placer dans le puits deux maîtresses tiges liées à la machine motrice, de manière que l'une monte pendant que l'autre descend, et qu'elles se fassent ainsi mutuellement équilibre. Si d'ailleurs ces deux maîtresses tiges sont soumises à des forces équivalentes en montant, et en descendant, le travail résistant sera le même dans les deux moitiés d'une période complète de mouvement de la machine motrice : nous citerons comme exemple l'installation des pompes dans la mine de Himmelfahrt. Une de ces pompes est représentée par la *fig.* 14, *Pl. LIV*, ainsi que nous l'avons dit, le moteur est une roue à auget de 11^m,57 de diamètre. Cette roue est établie souterrainement, à 84 mètres au dessous de la surface, et à 25 mètres environ à l'est du puits rectangulaire dans lequel sont placées les pompes. Son axe, parallèle aux longs côtés de la section du puits, porte à chacune de ses extrémités une manivelle dont la poignée décrit une circonférence de 4 pieds (1^m,13) de diamètre. Les manivelles qui sont à 180 degrés l'une de l'autre, mènent deux tirants en bois placés horizontalement sur des supports dans une galerie souterraine. Les tirants communiquent à leur tour un mouvement alternatif à deux *varlets* ou équerres ; les maîtresses tiges sont suspendues à la seconde branche des varlets, et oscillent ainsi en sens contraire l'une de l'autre, à des distances égales de part et d'autre de l'axe du puits. L'intervalle qui les sépare est de 2^m,87. Ces tiges sont entièrement en fer forgé et composées de pièces de 4^m,50 de longueur chacune, posées bout à bout et réunies au moyen de l'emmanchement représenté *fig.* 13 et 14, *Pl. LV*. Les deux bouts *c d* de deux tiges consécutives sont appliqués l'un contre l'autre ; deux bandes de fer forgées, ainsi que l'indique la figure, sont appliquées latéralement de part et d'autre du joint et unissent les deux tiges au moyen de 4 boulons à vis, deux de chaque côté du joint. Les boulons sont à tête ronde ; les écrous sont à six pans. La rotation du boulon, lors du serrage de l'écrou, est prévenue par un goujon saillant qui pénètre dans un creux correspondant ménagé dans la bande de fer. Les pièces dont se compose chaque tige ont une section carrée et uniforme pour chaque pièce ; mais la section, variable d'une pièce à l'autre, va en croissant depuis le fond du puits jusqu'à la partie supérieure, où les tiges sont attachées aux varlets.

La profondeur du puits au dessous de la galerie d'écoulement où les eaux sont versées se décompose ainsi :

	Lachter.	Mètres.
De la galerie d'écoulement à la première galerie de niveau.	13,965	27,930 (1)
De la 1re à la 2e galerie de niveau. . .	23,846	47,692
De la 2e à la 3e — . . .	17,787	35,574
De la 3e à la 4e — . . .	22,353	44,706
De la 4e à la 5e — . . .	19,227	38,454
De la 5e à la 6e — . . .	19,531	39,062
Profondeur totale. . .	116,709	233,418

Le côté du carré de la section droite des pièces dont se compose chaque tige est :

	Pouces.	Millimèt.
De la galerie d'écoulement à la première galerie de niveau.	2 1/3	55
De la 1re à la 2e galerie de niveau. . . .	2 1/6	51
De la 2e à la 3e — . . .	1 7/8	41
De la 3e à la 4e — . . .	1 6/10	37,6
De la 4e à la 5e — . . .	1 3/8	32,3
De la 5e à la 6e — . . .	1	23,5

L'axe de chaque tige se confond avec celui des plongeurs qui sont reliés à cette même tige. A l'endroit où se trouve la pompe, la tige se subdivise en deux branches reliées l'une à l'autre, et aux tiges supérieure et inférieure par des triangles en fer forgé. Les *fig.* 13 et 14 représentent l'un de ces étriers et le mode de liaison des plongeurs avec la tige, qui a été décrit précédemment, en même temps que la pompe de la mine de Himmelfahrt. La *fig.* 15, *Pl. LV*, représente un des appareils qui sont interposés au dessous de chacun des pistons plongeurs, et qui servent à allonger ou raccourcir la tige et surtout à amener le plongeur à la positon exacte qu'il doit occuper. Cet appareil consiste en une pièce de fer forgé cylindrique *a b c d*, qui a été évidée dans son axe de manière

---

(1) Le lachter de Saxe équivaut à 7 pieds de Saxe ou 1m,9786. Au lieu de ce dernier nombre, j'ai pris 2 mètres pour la longueur du lachter, dans la transformation en mesures françaises. Cette différence est insignifiante pour l'objet général dont je m'occupe ici. J'ai conservé les profondeurs en *lachters*, pour que le lecteur retrouve les données exactes du mémoire original imprimé dans l'*Annuaire des mines de Freyberg* pour 1844.

à offrir un vide rectangulaire de 182 millimètres de hauteur verticale, sur 10 centimètres de largeur borizontale. Les parties pleines supérieure et inférieure sont percées de trous cylindriques. Le trou inférieur est taraudé en un écrou dans lequel s'engage l'extrémité taillée en vis de la portion de tige inférieure; dans le trou supérieur dont la paroi interne demeure cylindrique, pénètre l'extrémité arrondie de la portion de tige supérieure, qui peut librement tourner dans ce trou sur son axe, mais qui est arrêtée par un renflement *h* forgé après que la tige a été introduite dans le trou. On élève ou on abaisse le piston plongeur en vissant ou dévissant la *boucle* rectangulaire sur la tige inférieure. Le dévissage spontané est empêché par une vis de pression, ou par un goujon de friction *f* introduit dans les spires de la vis et de l'écrou, et que l'on est obligé d'ôter, quand on veut rectifier la position du plongeur.

Les *fig.* 4 et 5, *Pl. LVI*, représentent le système de patins et de moises destinées à prévenir les suites d'une rupture accidentelle de l'une des tiges. Les patins sont des appendices de 0m,14 de saillie, forgés sur une des pièces de la tige; ces appendices viennent toucher, quand la tige est au point le plus bas de son excursion, les pièces de bois C et D, entre lesquelles la partie inférieure de la tige glisse dans une entaille pratiquée à cet effet. Les pièces C et D sont elles-mêmes posées transversalement sur deux fortes pièces de bois de chêne A et B horizontales et parallèles aux côtés courts du puits, et qui reposent par leurs extrémités dans des entailles faites dans la roche. Chacune de ces pièces horizontales est soutenue dans son milieu par deux étais inclinés E, F, dont les pieds reposent dans des entailles faites dans la roche. Tout ce système est relié par les ancres à vis G et H. Un semblable système de patins et de moises est établi dans les intervalles de deux pompes consécutives, qui sont les mêmes que ceux qui séparent les galeries de niveau ou d'exploitation, et que nous avons indiqués précédemment.

Pour prévenir l'oxidation, les tiges en fer sont tenues enduites d'un corps gras.

L'eau en petite quantité qui passe entre un piston plongeur et la garniture en cuir, est recueillie sur un plancher établi au dessous de chaque soupape et incliné vers le côté court du puits, d'où elle retombe par un petit tuyau vertical dans la galerie inférieure.

Les pompes en nombre égal aux galeries de niveau sont établies alternativement près de l'un et de l'autre côté court du puits. Les caisses à clapet, *fig.* 15, *Pl. LIV*, sont allongées parallèlement au côté court, de manière à ce que le tuyau ascensionnel soit contigu à la paroi orientale, et la bâche alimentaire à la paroi occidentale du

puits; l'espace restant libre au milieu du puits, entre les deux lignes de pompes, est séparé de celles-ci par des cloisons, et sert à l'extraction des minerais. Une ligne d'échelles est établie de chaque côté entre le compartiment des pompes et celui des tonnes d'extraction.

Il y a une distance de 0m,46 entre les axes des tiges et des tuyaux montants qui leur correspondent. Les eaux sont versées par le tuyau ascensionnel de chaque pompe dans un canal en bois, appliqué contre le côté du puits près duquel se trouve le tuyau, et qui les conduit à une rigole de 0m,28 de large, et 0m,24 de profondeur creusée dans la roche au dessous du sol de la place de chargement et d'accrochage située à ce niveau, laquelle aboutit au long côté occidental du puits. Cette rigole débouche dans un réservoir où arrivent aussi, par des galeries à travers bancs, les eaux de quelques mines du voisinage. Enfin, ce réservoir communique avec la bâche alimentaire de la pompe immédiatement supérieure, qui est apppliquée contre le côté court du puits opposé à celui auquel est adossée la pompe inférieure. Une vanne placée dans le réservoir d'eau, à l'embouchure du canal conduisant à la bâche alimentaire, sert à régler l'arrivée de l'eau dans cette dernière.

En 1842, les pompes à plongeur n'étaient encore établies que depuis la galerie d'écoulement jusqu'à la quatrième galerie de niveau. Au dessous de celle-ci, l'eau était élevée par quatre pompes aspirantes ordinaires, de 0m,188 de diamètre au piston. Les pistons et les tiges étaient élevées quatre fois par minute, la levée étant de 4 pieds de Saxe (1m,13).

Les frais d'entretien de la machine et des pompes se sont élevés pendant un des trimestres (*Quartal crucis*) de 1842, à la somme de 32 thaler 13 silberg. 9 pfenning (120 fr. 42 c.), savoir :

	thaler.	s.g.	pf.	fr.	c.
169 livres (79k,43) d'oing pour la roue et les balanciers. . . .	9	17	3	35	52
13 livres (6k,11) saindoux pour le graissage des plongeurs. . .	2	20	6	9	95
29 livres (13k,83) de cuir. . . .	14	15	»	53	79
Réparations.	5	21	»	21	14
Total. . .	32	13	9	120	42

Une ligne de pompes ordinaires à peu près de même importance, établie dans un puits voisin, dépendant de la mine d'Abraham, a coûté, pendant le même temps, 97 thaler 21 silberg. 4 pfenning, c'est-à-dire à peu près le triple de ce qu'a coûté la première ligne de

pompes, malgré l'influence des quatre pompes à piston creux qui étaient encore au dessous de la quatrième galerie de niveau, et qui seront plus tard remplacées par des pompes à plongeurs.

Installation des pompes dans les puits en creusement. — Dans les puits en creusement, les pompes ne peuvent pas toujours être posées solidement sur des traverses. Lorsque la roche des parois n'est pas d'une grande solidité, on est obligé de suspendre les tuyaux à des poutres posées sur le sol en travers du puits. Il faut, d'ailleurs, se ménager le moyen de pouvoir descendre les pompes plus bas, à fur et mesure de l'approfondissement du puits. Dans ces circonstances, ce sont toujours les pompes à pistons creux dont on fait usage, parce qu'elles occupent moins de place dans le puits et sont plus aisées à placer. On peut employer, quand les eaux sont chargées de boues ou de sables, les pistons en bois du Hartz, *fig.* 11, 12 et 13, *Pl. LIII.* Les corps de pompe sont en fonte, ou en bois garni d'un manchon de cuivre. La colonne montante est formée de tuyaux en bois ou mieux en tôle, qui sont plus facilement maniables que des tuyaux en fonte. Les tuyaux aspirateurs sont aussi le plus souvent en bois, et il convient d'adopter pour la soupape d'aspiration, une disposition semblable à celle qui est usitée, en pareil cas, aux mines de Poullaouen et du Huelgoat, et que nous avons décrite précédemment, d'après M. Pernollet; elle est représentée *fig.* 9 à 13, *Pl. LIII.*

Dispositions usitées pour le foncement des puits dans les terrains crétacés aquifères du nord de la France. — Les *fig.* 5, 6 et 7, *Pl. LVII*, représentent la disposition générale des pompes d'un puits en creusement dans les terrains crétacés aquifères supérieurs au terrain houiller du département du Nord. On sait que l'affluence d'eau y est extrêmement considérable, et que ces puits sont cuvelés en bois par portions successives en descendant. Nous supposons que la partie supérieure du puits est déjà cuvelée, et que les eaux sont épuisées par deux répétitions de pompes étagées; les pompes supérieures prennent l'eau dans une bâche, appliquée contre le cuvelage déjà exécuté, et l'élèvent jusqu'au jour; les pompes inférieures prennent l'eau au fond du puits et la versent dans la bâche. Les *fig.* 5, 6 et 7, *Pl. LVII*, représentent la partie cuvelée du puits et la bâche. Celle-ci occupe quatre côtés contigus du cuvelage décagonal. Le cadre décagonal, dans le plan duquel se trouve le fond de la bâche, repose sur trois ou quatre trousses superposées, picotées ou colletées; il est lui-même colleté, c'est-à-dire très-solidement maintenu par des coins enfoncés entre son contour extérieur et le terrain. Les pièces dont il est formé ont $0^{m},16$ d'épaisseur sur

$0^m,35$ de hauteur. Les quatre pièces contre lesquelles est appliquée la bâche sont entaillées sur $0^m,04$ de profondeur et $0^m,25$ de hauteur. Ces entailles reçoivent les extrémités de trois pièces de bois jointives *fig.* 6, sur lesquelles on pose le plancher qui forme le fond de la bâche. Celle-ci est fermée sur le devant par un tablier vertical *fig.* 5 et 7, formé de madriers de champ superposés et appuyés par leur extrémité contre les pièces du cuvelage. On cloue d'ailleurs contre le cuvelage deux pièces de bois verticales de $0^m,04$ d'épaisseur et $0^m,08$ de largeur en avant des extrémités des pièces formant le tablier. On cloue également aux quatre trousses picotées ou colletées qui se trouvent au dessous de la bâche plusieurs pièces de bois verticales de 1^m de longueur, $0^m,08$ de largeur et 0,04 d'épaisseur, *a*, *a*, *a*, etc., *fig.* 5. Enfin on consolide encore la bâche en établissant à $1^m,50$ environ au dessous de son fond une trousse colletée dont les côtés entaillés supportent une forte traverse horizontale T, *fig.* 5 et 7, sur laquelle s'appuient deux pièces de bois *j*, *j*, inclinées l'une vers l'autre dans un plan vertical, qui viennent arcbouter dans le milieu de sa longueur la traverse horizontale V placée sous le devant de la bâche et à l'aplomb du tablier. Les extrémités de ces pièces s'appuient sur les deux faces d'un prisme triangulaire *p* que l'on chasse horizontalement sous la pièce V entre les deux arcs-boutants inclinés *j*, *j*.

La bâche, ainsi installée à une profondeur de 20 à 30 mètres au dessous du jour, reçoit les eaux élevées du fond du puits en creusement par les pompes inférieures. Ces eaux y sont reprises par d'autres pompes dont les tuyaux aspirateurs s'appuient sur le fond même de cette bâche, posés généralement sur des croix en bois qui ont pour but de tenir le bas du tuyau, et les *narines* dont il est percé latéralement pour l'introduction de l'eau, élevés au dessus du dépôt limoneux qui se forme dans la bâche et en recouvre le fond. Ces tuyaux aspirateurs sont ordinairement en fonte. La *fig.* 8, *Pl. LVII*, représente en projection horizontale la disposition générale de deux étages de pompes établies dans un puits en creusement, après que la bâche a été établie à une profondeur de 20 à 30 mètres. A est la section de la maîtresse tige en bois, suspendue au balancier d'une machine à vapeur qui lui imprime un mouvement rectiligne alternatif. C, C, C sont les projections horizontales des colonnes ascensionnelles de trois colonnes de pompes élévatoires prenant l'eau dans la bâche. Les tiges de pistons de ces pompes sont en bois et jouent dans l'axe des colonnes ascensionnelles. Elles sont attachées par leurs extrémités supérieures à des potences en fer

fixées à la maîtresse tige A. Les lignes ponctuées indiquent les axes de ces potences en projection horizontale. Les tuyaux ascensionnels sont le plus souvent composés de douves de bois et cerclés en fer. Ils ont une forme légèrement conique, et s'assemblent les uns au bout des autres par emboitement, le tuyau supérieur pénétrant dans l'inférieur, *fig.* 10, 11 et 12, *Pl. LVII.* Le tuyau le plus élevé, appelé gueule de la pompe, est muni d'un tuyau de décharge *fig.* 13, 14 et 15. Ces tuyaux en bois sont remplacés avec avantage par des tuyaux en tôle assemblés comme l'indiquent les *fig.* 1 et 2. Dans tous les cas la colonne ascensionnelle se pose immédiatement au dessus du corps de pompe dans lequel joue le piston à clapets fixé à l'extrémité de la tige. On a soin de ménager à sa partie inférieure une ouverture fermée par un tampon ou un robinet, et par laquelle on vide l'eau qu'elle contient, lorsque quelque accident exige qu'on retire le piston et sa tige par la partie supérieure de la colonne. Les pompes C, C, C étant établies à demeure, les tuyaux dont elles se composent sont maintenus dans le puits par des moises appuyées sur le cuvelage. Ces moises consistent d'abord en un système de traverses horizontales placées dans un plan vertical, entre la maîtresse tige A et les pompes C, C, C. Ces traverses, dites bois d'entrefends, reposent sur des patins ou goussets cloués contre les pièces du cuvelage et sont maintenues dans le sens latéral par d'autres pièces verticales clouées aussi contre le cuvelage. D'autres pièces de bois posées transversalement sur les bois d'entrefends, et allant s'appuyer par l'autre bout sur le cuvelage, cernent complétement les tuyaux de ces pompes et achèvent de les fixer. Les bois d'entrefends servent aussi de guides à la maîtresse tige A. Deux des pompes C, C suffisent ordinairement, dans le fonçage des puits du département du Nord, à l'épuisement des eaux de la bâche. La troisième est une pompe de rechange, qui serait utilisée promptement en cas d'accident.

Les pompes inférieures qui vont prendre l'eau au fond du puits en creusement ne peuvent être fixées par des moises appuyées contre les parois du puits, qui n'ont point encore reçu dans toute leur hauteur le revêtement destiné à les consolider. Il faut d'ailleurs qu'elles soient descendues à fur et mesure de l'approfondissement du puits. C'est pourquoi elles sont suspendues à une forte poutre dite sommier, qui est posée au jour en travers du puits. La *fig.* 8 représente trois pompes semblables C', C', C'. La *fig.* 9 est une section verticale du sommier S S et de l'orifice du puits. La suspension des pompes a lieu de la manière suivante : le sommier est percé de trous *a*, *a*, *a*, évasés vers le bas et dans lesquels passent de longues vis

à filets carrés V, *fig.* 16, terminées en bas par un anneau *o*, dans lequel s'engage l'un des crochets *c*, *c* d'une tige en fer T, *fig.* 17. Au dessus des trous *a*, *a*, *a* la face supérieure du sommier est garnie de plaques de fonte percées d'un trou correspondant au trou *a* inférieur ; la face inférieure de ces plaques appliquée sur le bois est plane : la face supérieure est concave. Chacune de ces plaques est fixée sur le sommier par quatre vis ; le bout d'une vis V qui traverse le sommier et la plaque en fonte s'engage dans un écrou E en fer forgé. Cet écrou, dont la tête de forme convexe s'appuie sur la concavité de la plaque, est à 6 pans. En le tournant au moyen d'une clef, on fait monter ou descendre la vis V, qui ne peut tourner sur elle-même. La *fig.* 9 représente le système de la vis de la plaque et de l'écrou mis en place. La partie supérieure de la vis saillante au dessus de l'écrou est en outre percée d'un trou rond, dans lequel on peut passer un étrier ou un crochet suspendu à l'extrémité du câble de l'engin, lorsqu'on a besoin de soulever à la fois une pompe entière. Les tiges des pompes inférieures sont suspendues à la maîtresse tige par l'intermédiaire de potences en fer, comme celles de la bâche. Les tuyaux aspirateurs posent habituellement sur le fond du puits ; ils sont fermés à leur extrémité inférieure par un disque en fonte. L'eau ne s'y introduit donc pas par le bas, mais par les orifices latéraux dits *narines*, qui sont pratiqués depuis une hauteur de $1^{m},04$ jusqu'à $0^{m},37$ au dessus du bas du tuyau. Chaque pompe du fond est ainsi suspendue à deux vis par l'intermédiaire d'une série de tirants en fer, ou en bois armés de fer, qui descendent jusqu'à la hauteur du corps de pompe. Celui-ci est un cylindre en fonte portant extérieurement des bourrelets ou nervures sous l'un desquels s'applique un collier en fer, *fig.* 18 et 19, composé de deux demi-cercles reliés l'un à l'autre par deux boulons. Deux anses en fer embrassent les oreilles du collier et tournent autour des mêmes boulons. Le corps de pompe est suspendu par ce collier aux deux lignes de tirants verticaux qui se rattachent aux deux vis supérieures. La colonne ascensionnelle est attachée de distance en distance par des cordes aux mêmes lignes de tirants. Au moyen des vis et des écrous on abaisse les pompes inférieures à mesure que le puits s'approfondit, de manière à ce que les tuyaux aspirateurs touchent le fond du puits et s'appuient sur lui ; c'est ce que l'on appelle travailler à *jeux posés*. On allonge, quand il en est besoin, la colonne ascensionnelle, en ajoutant un bout de tuyau de plus, que l'on place immédiatement au dessous de celui qui porte le dégorgeoir par lequel l'eau est versée dans la bâche.

On donne aux aspirateurs des pompes inférieures une longueur de 4 à 5 mètres, ou même plus, afin que les chapelles soient assez élevées au dessus du fond du puits, pour qu'on ait le temps, en cas de dérangement de la pompe, d'ouvrir la chapelle et de changer la soupape dormante ou le piston, avant d'être envahi par les eaux. Néanmoins il est prudent, quand les eaux sont abondantes, d'avoir des soupapes dormantes munies d'une anse qui puissent être retirées par la gueule de la pompe, au moyen du câble de l'engin, comme celle qui est représentée *fig.* 16, *Pl. LIII.*

Vitesse à donner aux pistons et aux tiges des pompes. — Tout l'attirail des tiges et des pistons d'un système de pompes, doit être mû avec une petite vitesse; les maîtresses tiges des pompes d'épuisement des mines du comté de Cornwall, qui sont presque uniquement des pompes foulantes à pistons plongeurs, sont généralement soulevées avec une vitesse moyenne de $1^m,30$ à $1^m,40$ par seconde : elles retombent en foulant l'eau dans les tuyaux montants des pompes, avec une vitesse moyenne beaucoup moindre, et qui ne dépasse généralement pas $0^m,45$ par seconde. Les pistons des pompes de la mine de Himmelfahrt font 4 levées par minute. Chaque excursion étant de $1^m,13$, les tiges et les pistons parcourent $8 \times 1,13 = 9^m,04$ par minute, ou $0^m,151$ par seconde. La vitesse moyenne des pistons des pompes élévatoires à piston creux, dans le mouvement d'ascension du piston, peut être portée sans inconvénient jusqu'à 1^m par seconde, quand les tuyaux aspirateurs ont une petite hauteur, comme cela doit généralement avoir lieu.

Déchet. — Le volume d'eau élevé par une pompe dans un temps donné, serait égal au volume engendré par les excursions du piston dans le même temps, s'il n'y avait pas de fuites à travers les garnitures du piston ou les clapets. La différence entre le second volume et le premier, ou le *déchet*, varie naturellement avec la bonne construction et le bon état d'entretien des pompes. Nous avons déjà cité à cet égard quelques résultats d'observations. Nous ajouterons ici que le déchet augmente, lorsque la vitesse du piston diminue au delà d'une certaine limite. Ainsi M. d'Aubuisson rapporte que pour une des pompes à piston plongeur du château d'eau de Toulouse, qui était en très-bon état, le déchet s'est élevé à 2,94 pour 100, lorsque les pistons faisaient 3,48 excursions par minute, ce qui correspondait à une vitesse moyenne de $0^m,133$ par seconde; et ce déchet n'a été que de 1,50 pour 100, lorsque les pistons ont fait 5,81 excursions par minute, ce qui correspondait à une vitesse de 0,22 par seconde.

Les pistons des pompes de mines reçoivent très-souvent une vitesse

plus grande que ceux des pompes de Toulouse, surtout pendant l'aspiration, et cette vitesse est sans inconvénient. Le déchet, pour les pompes à pistons pleins en très-bon état, est insignifiant, et ne s'élève quelquefois pas à 1 pour 100 du volume calculé. Dans les pompes à l'état d'entretien ordinaire, il est assez généralement de 8 à 10 pour 100. Quant aux pompes élévatoires à pistons creux, qui ne sont pas bien entretenues, j'ai vu ce déchet dépasser quelquefois 25 pour 100.

Résistances passives. — M. d'Aubuisson conclut de quelques expériences faites de concert avec M. Duchesne sur d'anciennes pompes d'épuisement des mines de Poullaouen, élévatoires et à pistons creux, que l'effort nécessaire pour soulever les tiges des pistons de ces pompes était égal à la somme du poids des tiges, et du poids des colonnes d'eau soulevées, augmentée d'une fraction du poids des colonnes d'eau soulevées qui représente les résistances passives, et qui serait au plus les $\frac{8}{100}$ du poids de l'eau élevée, ou du poids utile.

On peut déduire des données publiées par M. Wicksteed, ingénieur anglais, une limite supérieure des résistances passives des pompes de l'établissement d'Oldford à Londres. Une des pompes de cet établissement, celle qui est représentée par la *fig.* 12, *Pl. LV*, était mue par une machine à vapeur à simple effet du système du Cornwall, et élevait l'eau à 108 pieds anglais ($32^m,91$) de hauteur verticale. La course du piston plongeur était de 9 pieds anglais ($2^m,743$), le diamètre de ce piston de 41 pouces ($1^m,041$). Ce piston était lié à l'une des extrémités du balancier de la machine à vapeur. Le piston de la machine motrice était attaché à l'autre extrémité, et les longueurs des deux bras du balancier étaient entre elles dans le rapport de 10 à 9, le piston de la machine à vapeur ayant 10 pieds de course, et celui de la pompe 9 pieds seulement.

M. Wicksteed fit desserrer toutes les garnitures des boîtes à étoupes et des pistons, tant de la machine que de la pompe, et mesura directement *la charge prépondérante de la seconde extrémité du balancier*, c'est-à-dire l'excès du poids de l'attirail de la pompe, sur le poids du piston de la machine. Pour cela, il détermina directement, au moyen de ressorts, *la charge prépondérante* de l'extrémité du balancier auquel était attaché le piston de la pompe foulante, sans poids additionnels. Puis il pesa avec soin tous les poids ajoutés sur le piston plongeur, et obtint ainsi la charge totale. Il trouva que cette charge prépondérante était de 61537 livres avoir-du-poids (27911 kilogr.). Cette charge était la force qui refoulait la colonne d'eau soulevée par le piston plongeur, pendant la chute de ce piston, attendu que

le piston de la machine à vapeur était alors également pressé par la vapeur sur ses deux faces, en négligeant toutefois, d'une part l'influence du diamètre de la tige, et, d'autre part, la résistance produite par l'écoulement de la vapeur à travers la soupape et le tuyau *d'équilibre*. (*Voyez* plus loin la description des machines à vapeur usitées dans le comté de Cornwall). Ainsi le poids de 27911 kilogr. devait être égal à la pression de la colonne d'eau refoulée par la chute du piston, plus l'intensité des frottements de tout le système réduite à la vitesse de la tige des pompes, correction faite toutefois des forces absorbées ou développées par les pistons des pompes à air, à eau froide, et alimentaire de la machine à vapeur. Or, dans la machine d'Oldford, le piston de la pompe à air exécutait son excursion descendante, en même temps que la tige et le piston de la pompe foulante. Le cylindre ou corps de la pompe à air était fermé, et son piston, qui était à clapets, était soustrait, pendant sa descente, à la pression atmosphérique par la fermeture du clapet supérieur que l'eau extraite devait traverser pour aller à la bâche à eau chaude. Aucune force motrice ne poussait donc de haut en bas ce piston, qui avait au contraire à surmonter, pendant sa descente, le frottement de sa garniture contre le corps de la pompe, et même, vers la fin de sa course, la pression de l'air comprimé au dessous de lui, et la résistance due au passage de l'eau à travers ses clapets.

La pompe alimentaire foulait l'eau dans la chaudière, pendant la chute du *plongeur* de la pompe hydraulique mue par la machine à vapeur. Or le diamètre du plongeur de la pompe alimentaire était de 6 pouces anglais ($15^{\text{centim.}},24$). Sa course était les $\frac{13}{46}$ de la course du piston de la pompe hydraulique. Enfin la pression de la vapeur dans la chaudière était de 51,7 livres avoir-du-poids par pouce carré anglais (2^{k}.,93 par centimètre carré) supérieure à la pression de l'atmosphère. Le refoulement de l'eau alimentaire donnait donc lieu à une résistance, qui, abstraction faite des frottements, et ramenée à la vitesse du piston de la pompe, était égale à $\frac{13}{46} \times \overline{15,24}^2 \times 0,7854 \times 2^{\text{k}},93 = 151$ kilogrammes. Enfin la pompe à eau froide et à piston creux de la machine à vapeur, élevait l'eau dans la bâche du condenseur, pendant l'ascension du plongeur de la pompe hydraulique, et ne donnait lieu qu'à des résistances passives, pendant la chute de celui-ci.

La hauteur de la colonne d'eau soulevée par le plongeur de la

pompe, pendant sa chute, variait depuis 104,5 jusqu'à 95,5 pieds anglais (31^{m},88 à 29^{m},11). Le poids de cette colonne variait donc depuis 55438 jusqu'à 60080 livres avoir-du-poids pendant l'excursion complète de ce plongeur. Il était moyennement de 57759 livres avoir-du-poids (26189 kilogrammes). L'excès du poids de l'attirail, diminué de la résistance occasionnée par le jeu du piston de la pompe foulante alimentaire, sur celui de la colonne d'eau soulevée était donc de 27911 — 151 — 26189 = 1571 kilogr., ou 0,06 du poids de l'eau refoulée par le plongeur. Cet excès de poids surmontait tous les frottements de la pompe hydraulique, et ceux des pièces de la machine à vapeur qui étaient entraînées dans le mouvement du système. Je répète de nouveau que les évaluations précédentes, en les supposant exactes, ne donneraient pas la valeur exacte des frottements, mais seulement une limite supérieure qui pourrait être encore assez écartée de la valeur réelle.

M. Wicksteed a également mesuré directement la charge prépondérante de la tige d'une pompe élévatoire à piston plein placée dans le même établissement d'Oldford, et mue par une machine de Watt et Boulton à simple effet. Ici l'aspiration de l'eau avait lieu, pendant la chute du piston de la pompe, et l'eau aspirée était soulevée par celui-ci, pendant la période d'ascension. La charge prépondérante a été trouvée de 5956 livres avoir-du-poids (2700$^{kilog.}$,538). Le diamètre du piston de la pompe était de 27 pouces 1/8 (0^{m},6896), et le diamètre de la tige de ce piston de 4 pouces 7/8 (0^{m},124). L'excursion était de 7,91 pieds anglais (2^{m},438). Le piston de la pompe à air de la machine était soulevé par la chute du piston de la pompe. En retranchant de la charge prépondérante indiquée ci-dessus, la force nécessaire pour soulever le piston de la pompe à air, et le poids moyen de la colonne d'eau aspirée, M. Wicksteed a trouvé pour la différence 1359 livres avoir-du-poids. Cette différence considérée comme la mesure des résistances passives de la pompe et des pièces de la machine à vapeur, pendant la chute du piston de la pompe, serait la fraction $\frac{1359}{4597} = 0,295$ de la résistance utile qui se composait ici seulement du poids de la colonne d'eau aspirée, et de la force nécessaire pour mouvoir le piston de la pompe à air, dont le diamètre était de 28 pouces anglais, et l'excursion d'environ la moitié de celle du piston de la pompe. M. Wicksteed admet que les résistances passives étaient les mêmes pendant l'ascension du piston de la pompe que pendant sa chute. Si l'on adoptait la supposition de M. Wicksteed, les résistances des frottements, dans la pompe éléva-

toire mue par la machine de Boulton et Watt, équivaudraient à une force de 1359 livres avoir-du-poids, mue avec une vitesse égale à celle du piston de la pompe ; le travail dû à cette résistance pour la double excursion ascendante et descendante du piston de la pompe serait égal à $2 \times 1359 \times 7,91 = 21499,38$ livres avoir-du-poids élevées à un pied.

Le travail utile correspondant était : 25047℔,5 $\times 7,91 = 192270,975$ livres avoir-du-poids élevées à un pied.

Les résistances passives de la pompe et de la machine à vapeur ne donneraient donc lieu qu'à une perte égale à la fraction $\frac{2 \times 1359}{25947} =$ 0,104 du travail utile. Cette évaluation paraît trop faible.

L'*Annuaire des Mines de Freyberg* pour 1844 contient des renseignements précis sur le produit des pompes de la mine de Himmelfahrt, et le rapport du travail réalisé par ces pompes au travail moteur de la chute d'eau qui les met en mouvement. Voici ces résultats :

Les pompes à plongeur supérieures et les pompes élévatoires à piston creux des étages inférieurs ayant été mises en bon état, on fit les dispositions nécessaires pour qu'elles fussent complétement alimentées ; on régla alors la levée de vanne de la roue motrice de manière à ce que cette roue fît 3 révolutions 1/2 par minute. L'eau était versée sur la roue par un pertuis rectangulaire contenu dans un plan vertical ayant de largeur 0,2396 pieds et de longueur 1pied,583. La surface de l'orifice d'écoulement était en conséquence de 0,3796 pied carré. La charge d'eau moyenne sur le centre du pertuis, mesurée avec beaucoup de soin, fut trouvée de 1pied,6364, à quoi correspond la vitesse théorique $\sqrt{2gh} =$ 10pieds,5999. (Les mesures sont en pieds de Saxe, et la vitesse acquise par un corps grave tombant librement est de 34pieds,3308 par seconde. Comme il ne s'agit ici que de rapports entre des nombres, nous avons conservé les mesures du mémoire original, afin d'éviter les inexactitudes auxquelles aurait pu donner lieu la transformation en mesures métriques de mesures étrangères dont le rapport au mètre n'est pas parfaitement connu). La dépense *théorique* serait donc de $10,5999 \times$ $\times$ $0,3796 =$ 4pieds cub.,0205 par seconde. Le coefficient numérique par lequel il faut multiplier la dépense théorique, pour avoir la dépense effective, a été déterminé avec un grand soin par deux méthodes différentes. La première a consisté à substituer au pertuis ordinaire un orifice en mince paroi, isolé du fond et des parois du canal, et dont on régla la hauteur de manière à ce que la vitesse de

la roue fût encore de 3 tours 1/2 par minute. (La vitesse réelle était de 3 tours 1/2 en 62 secondes, et plus faible par conséquent de $\frac{1}{50}$ que la vitesse observée dans l'expérience qui avait précédé). Le coefficient applicable à l'orifice en mince paroi était de 0,616; en appliquant ce coefficient, et en supposant que la dépense fût exactement la même dans les deux expériences, on trouva, pour valeur approchée du coefficient applicable au pertuis primitif, 0,7656. Comme vérification, on laissa sortir l'eau par le bec ordinaire qui la versait sur la roue, et on la détourna pour la faire tomber dans une caisse à laquelle était adapté l'orifice en mince paroi, isolé des parois de la caisse, et que l'on régla de manière à ce que le niveau demeurât invariable dans le réservoir, pendant 30 minutes que dura l'expérience. L'orifice en mince paroi débitait ainsi, sous une charge constante et que l'on mesura avec beaucoup de soin, la même quantité d'eau que débitait le bec ordinaire sous une charge différente qui était aussi sensiblement constante. Comme on pouvait calculer exactement la dépense par l'orifice en mince paroi, en appliquant le coefficient connu 0,616, on en conclut le coefficient qui convenait au pertuis ordinaire, et l'on trouva ainsi pour la valeur de ce dernier coefficient 0,7733, très-peu différent de 0,7656. Prenant pour coefficient la moyenne des deux valeurs déterminées ci-dessus, on trouve que pour une vitesse moyenne de la roue de 3 tours 1/2 en 61 secondes, la quantité d'eau dépensée était en réalité de $4^{\text{pieds cub.}},0205 \times 0,7694 = 3^{\text{pieds cub.}},0937$.

La distance verticale du niveau de l'eau dans le canal alimentaire au niveau de l'eau dans la galerie d'écoulement était de $44^{\text{pieds}},0416$. Le travail moteur dépensé était en conséquence de $3,0937 \times 44,0416 = 136^{\text{pieds cub.}},2515$ d'eau élevés à un pied.

Or le produit des pompes à plongeur mesuré directement, en recueillant dans une caisse prismatique la totalité de l'eau élevée par deux coups de piston consécutifs, était de $5^{\text{pieds cub.}},6880$ (les 0,905 du volume engendré par l'excursion de chaque piston). Cette eau était élevée à $545^{\text{pieds}},651$ de hauteur verticale. Comme il y avait 3 coups 1/2 de piston en 61 secondes, le travail utile des pompes à plongeur par seconde était de $\frac{5,6880 \times 3,5}{61} \times 545,651$ pieds cubes élevés à un pied.

D'ailleurs, les quatre pompes élévatoires de 8 pouces de diamètre attelées en dessous de la quatrième galerie de niveau, à la suite des pompes à plongeur, donnaient un produit égal aux 0,9[illegible]

lume engendré par les excursions des pistons, et par conséquent un produit par seconde de $\frac{\overline{0,6666}^2 \times 3,1416 \times 4}{4} \times 0,85 =$ $= 0^{\text{pied cub.}},0,0680.$

Cette eau était élevée à $134^{\text{pieds}},589$ de hauteur verticale ; en conséquence le travail utile des pompes était égal à :
$545,651 \times 0,1632 + 134,589 \times 0,068 = 98,2023$ pieds cubes d'eau élevés à un pied de hauteur par seconde.

Nous avons vu que le travail moteur total de la chute était de 136,2515 pieds cubes d'eau tombant d'un pied de hauteur par seconde. Le rapport du travail utile au travail dépensé était donc égal à 0,7207. Il y a une perte totale de 28 pour cent, dans laquelle se trouve compris l'effet des résistances passives et des pertes d'eau ou de chute afférente, tant à la roue hydraulique et à la transmission dn mouvement par les tirants de 20 mètres de longueur, qu'aux pompes elles-mêmes, dont quatre étaient des pompes élévatoires à piston creux bien inférieures aux pompes à plongeur. Sur cette perte totale de 28 pour cent, 14 pour cent me semblent pouvoir être attribués à la roue hydraulique ou à la transmission du mouvement par les tirants. 14 pour cent du travail moteur dépensé, on 20 pour cent en nombres ronds du travail utile correspondant à l'eau élevée, seraient donc une évaluation assez approchée, et probablement supérieure à la valeur exacte, du travail résistant absorbé par les frottements des tiges et des pistons des pompes, le passage de l'eau à travers les clapets, les pertes d'eau par suite de la fermeture tardive des clapets, ou d'autres causes.

D'après tous ces faits il nous semble que l'on ne s'exposera pas à commettre une erreur préjudiciable dans la pratique, en admettant que pour des pompes à pistons pleins, qui seraient bien établies, bien entretenues et mises en mouvement par des machines à vapeur à simple effet, analogues à celles de Boulton et Watt ou du Cornwall, ou des roues hydrauliques à chute supérieure, imprimant aux maîtresses tiges une vitesse inférieure à 0,40 par seconde, le travail absorbé par les résistances passives de tout genre inhérentes au jeu des pompes sera généralement compris entre les $\frac{15}{100}$ et les $\frac{20}{100}$ du travail utile effectif, mesuré par le produit du poids de l'eau réellement élevée, par la hauteur à laquelle ce volume d'eau est élevé. Quant au déchet des pompes de ce genre, il est généralement inférieur à 10 pour cent du volume engendré par l'excursion des pistons.

DES MACHINES MOTRICES.

Énumération des machines usitées. -- Les machines employées dans les mines pour imprimer le mouvement aux pistons des pompes d'épuisement, sont des roues hydrauliques, des machines à colonne d'eau, ou des machines à vapeur.

Les machines hydrauliques étaient, avant la découverte de la machine à vapeur, les seules qui pussent permettre d'assécher les mines profondes dans lesquelles il arrivait des eaux en quantité un peu considérable. Aussi a-t-on exécuté autrefois, dans toutes les contrées do l'Europe où des mines riches et profondes étaient en exploitation, des travaux considérables pour l'aménagement des cours d'eau qui alimentaient ces machines. De vastes étangs servaient à emmagasiner les eaux pluviales, pour les dépenser aux époques où les cours d'eaux naturels ne suffisaient plus au service des machines. Des galeries d'écoulement très-étendues, percées successivement à des niveaux de plus en plus bas, en même temps qu'elles procuraient un écoulement naturel aux eaux affluentes au dessus de leur niveau, permettaient d'utiliser la chute de ces mêmes eaux pour mouvoir de nouvelles machines qui épuisaient celles des niveaux inférieurs; elles fournissaient également des chutes plus élevées pour les cours d'eau qui coulaient à la surface du sol. On utilisa d'abord ces grandes chutes en établissant plusieurs roues hydrauliques en cascade, les unes au dessus des autres; on remplaça plus tard ces constructions dispendieuses par la machine à eau et à air comprimé, imitation de la fontaine de Héron, connue des mineurs sous le nom de machine de Schemnitz; enfin l'on établit des machines à colonne d'eau fort imparfaites d'abord, et qui depuis ont été portées à un haut degré de perfection par un homme de génie, M. de Reichenbach.

Les machines à vapeur furent d'abord établies sur des mines de houille, où l'on n'avait point de chutes d'eau suffisamment puissantes, et où le bas prix du combustible permettait d'en faire usage, malgré l'énorme consommation à laquelle donnait lieu l'imperfection des premiers appareils construits par Savery et Newcommen. Les perfectionnements apportés dans les vingt-cinq dernières années à ces machines, principalement par les mécaniciens et constructeurs du comté de Cornwall, ont tellement réduit la consommation de combustible. qu'on peut aujourd'hui en établir avec avantage non-seulement sur des mines de houille, mais même sur des mines métalliques d'une ri-

chesse moyenne, et dans des contrées où le prix de la houille est assez élevé.

Il n'entre pas dans le cadre de cet ouvrage de donner la théorie de l'établissement des roues hydrauliques et les détails de construction de ces machines. Je me bornerai donc à indiquer comment elles sont ordinairement installées, et en quoi consistent les dispositions intermédiaires entre elles et les tiges des pistons des pompes, auxquelles elles doivent imprimer un mouvement rectiligne alternatif. J'emprunterai la description des machines à colonne d'eau perfectionnées à l'excellent mémoire de M. Juncker, déjà cité si souvent à l'occasion des pompes d'épuisement. Je décrirai avec détail les machines à vapeur du Cornwall, parce qu'elles sont aujourd'hui d'un usage général sur les mines près desquelles il n'existe pas de chute d'eau assez puissante pour l'épuisement des eaux souterraines, et dont on veut obtenir l'assèchement aux conditions les plus économiques.

Roues hydrauliques. — Les roues hydrauliques, destinées à mettre en mouvement des pistons de pompes, sont presque toujours des roues à augets à chute supérieure. Elles sont établies le plus souvent au jour, aussi près que possible de l'orifice du puits dans lequel sont placées les pompes; mais on est fréquemment obligé par les circonstances locales d'établir la roue à plusieurs centaines de mètres de distance de ce puits. L'arbre de la roue, dont la construction ne diffère pas d'ailleurs de celle des autres roues du même système, est muni de deux tourillons qui se prolongent au delà des paliers qui les supportent. A ces prolongements sont adaptées deux manivelles dont les axes, contenus dans un même plan passant par l'axe de la roue, sont distants entre eux d'un angle de 180 degrés sexagésimaux. Chacune de ces manivelles imprime, par l'intermédiaire d'une bielle, le mouvement à une ligne de tirants en bois horizontaux, ou inclinés suivant la pente du sol, qui se prolonge jusqu'au puits d'épuisement. Deux lignes de pompes en tout semblables, dont chacune a sa maîtresse tige, sont établies dans ce puits; les deux maîtresses tiges reçoivent le mouvement des tirants par l'intermédiaire de *varlets*, c'est-à-dire d'équerres ou de gros balanciers en bois avec armatures en fer. Les balanciers sont munis d'un *poinçon*, pièce de bois placée au milieu de la longueur, et dont l'axe est perpendiculaire à celui du balancier. A ce poinçon, auquel les deux extrémités des bras sont reliées, par des tiges en fer, vient se rattacher la ligne de tirants qui reçoit, par l'intermédiaire de la manivelle et de la bielle, un mouvement rectiligne alternatif qui est ainsi transmis à la maîtresse tige. Les pompes, dont les pistons sont mus par une même maîtresse tige,

peuvent former une ligne continue depuis le fond jusqu'à l'orifice, ou une ligne discontinue, comme celle de la mine de Himmelfahrt, dont nous avons précédemment décrit l'installation. Dans ce dernier cas, l'eau élevée par le piston d'une pompe attachée à l'une des maîtresses tiges, est reprise par une pompe appartenant à la ligne opposée, pour être élevée plus haut. Les tirants sont composés de pièces de bois bien droites, assemblées l'une à l'autre en trait de Jupiter ou à mi-bois. Les assemblages sont consolidés par des bandes de fer et des boulons, comme le sont les pièces des maîtresses tiges des pompes. Quelquefois aussi les tirants sont formés de grosses barres de fer rond, assemblées à enfourchement, comme des tiges de sondes. Ils sont supportés, dans toute la distance qui sépare la roue motrice du puits d'épuisement, par des rouleaux en fer équidistants, dont les tourillons portent sur des paliers posés sur des chevalets ou des montants jumeaux établis sur le sol. Ailleurs, les tirants sont suspendus à des tiges en fer équidistantes, de 3 à 4 mètres de longueur au moins, dont chacune est fixée par son extrémité supérieure au sommet d'une charpente formée de trois pièces inclinées, et arc-boutées l'une contre l'autre. Ces tiges oscillent autour de leurs points d'attache, et le centre de gravité d'un système de tirants ainsi suspendus, s'élève et s'abaisse, dans chacune de ses excursions, d'une petite hauteur égale à la flèche de l'arc qui a pour corde l'amplitude des déplacements alternatifs.

Les lignes de tirants, mises en mouvement par deux manivelles d'une même roue hydraulique, peuvent être dirigées vers deux puits différents. Mais il est nécessaire, dans tous les cas, que leurs poids se fassent à peu près équilibre dans le système, comme aussi les deux maîtresses tiges et les attirails qui s'y rattachent doivent s'équilibrer mutuellement. S'il en était autrement, la roue hydraulique éprouverait des variations de vitesse très-préjudiciables à l'effet utile, et même à la conservation des machines. Il faut en outre observer que les tirants ne doivent jamais agir en poussant, parce qu'ils n'ont pas une rigidité suffisante pour cela. Ainsi, par exemple, si l'axe de la roue se trouve à un niveau plus bas que les *varlets* installés sur le puits, il faudra que le poids des maîtresses tiges soit assez prépondérant pour ramener les tirants vers le puits avec une vitesse plus grande que celle que la roue hydraulique tend à leur imprimer, et l'on peut être ainsi conduit à faire ces tiges plus lourdes qu'il ne serait nécessaire de le faire, dans le cas où l'axe de la roue serait au même niveau que les varlets, ou à un niveau plus élevé.

A une ligne de tirants qui transmet le mouvement dans une direction

déterminée, on peut rattacher, au moyen d'un levier coudé, appelé *vireboc*, une autre ligne de tirants qui transmettra le mouvement dans une direction différente. Le levier coudé qui lie les deux lignes de tirants, tourne autour d'un axe fixe perpendiculaire au plan des axes de ces lignes; les deux bras du levier sont contenus dans ce dernier plan et respectivement perpendiculaires aux tirants dans leur position moyenne.

On ne saurait équilibrer avec trop de soin le poids des masses mises en mouvement par une même roue hydraulique, et malgré cela l'on ne peut éviter que la vitesse du moteur ne subisse des variations considérables et très-rapides, sous l'influence des masses considérables qui reçoivent un mouvement alternatif, et qui arrivent en même temps à une vitesse nulle. Les longues lignes de tirants que l'on rencontre dans tous les pays de mines où il existe des machines qui n'ont pu être établies auprès des puits d'épuisement, sont d'un entretien excessivement dispendieux et occasionnent une perte considérable du travail moteur. On a proposé de leur substituer, comme moyen de transmission du mouvement, des colonnes d'eau renfermées dans des tuyaux en fonte et s'appuyant par chacune de leurs extrémités, sur un piston jouant dans un cylindre alésé ou fermé par une boite à cuir. Le premier piston recevrait de la machine hydraulique un mouvement alternatif, lequel serait transmis par la colonne d'eau au second piston, qui le transmettrait à son tour aux tiges des pompes. La transmission par colonnes d'eau pourrait exiger des frais d'entretien moins élevés que de longues lignes de tirants, si elle était une fois bien établie, et les résistances passives seraient peu considérables si l'on avait eu soin de donner aux tuyaux contenant les colonnes d'eau une section suffisante. Enfin il serait possible d'équilibrer ces colonnes d'eau par d'autres colonnes ou par des poids placés sur quelques-uns des pistons. Mais les frais de premier établissement seraient beaucoup plus élevés que ceux des lignes de tirants dont on fait généralement usage; il y aurait quelque difficulté à prévenir les fuites d'eau; il faudrait introduire dans le système, au moyen de pompes foulantes, l'eau qui se perdrait en petite quantité, malgré toutes les précautions que l'on aurait prises. Je ne connais d'ailleurs aucun exemple de colonne d'eau ainsi employée pour transmettre le mouvement au loin, dans toutes sortes de directions. On conçoit cependant qu'un pareil système présenterait des avantages sur les tirants ordinaires, s'il était combiné avec intelligence et que l'exécution en fut très-soignée.

Travail utile de quelques roues hydrauliques. — J'ai déjà cité précédemment le travail utile réalisé par les pompes et la roue hy-

draulique du puits David de la mine de Himmelfahrt : voici quelques renseignements du même genre sur le travail utile réalisé par plusieurs roues à augets employées à mouvoir des pompes d'épuisement dans les deux mines de plomb et de cuivre pyriteux de Huel Betsey et Huel Friendship dans le Devonshire. Une roue à augets, de 32 pieds anglais (9m,75) de diamètre, qui imprimait, au moyen de deux lignes de tirants de 250 fathoms (457 mètres) de longueur, le mouvement aux maîtresses tiges de deux systèmes de pompes placées dans le même puits, réalisait un travail utile égal à 0,523 du travail dépensé.

Une autre roue de 40 pieds de diamètre (12m,198), placée à 18 mètres environ de distance du puits d'épuisement réalisait un effet utile égal à 0,634 du travail dépensé.

Ces résultats m'ont été communiqués par les ingénieurs locaux, et le travail utile a été calculé sans doute d'après le volume engendré par les excursions des pistons des pompes, de sorte que le rapport du travail réellement obtenu au travail dépensé, était inférieur aux chiffres donnés ci-dessus d'un dixième au moins.

Les roues hydrauliques sont souvent établies souterrainement, comme dans la mine de Himmelfahrt. Cela a lieu lorsque la chute d'eau motrice est produite par un cours d'eau qui coule à la surface, ou dans une galerie percée à un niveau supérieur à celui d'une galerie d'écoulement où l'eau se rend, après avoir agi sur la roue. Le mouvement est alors transmis aux tiges des pompes par des tirants établis dans des galeries souterraines creusées exprès pour les recevoir. Du reste les chutes très-hautes que procurent les galeries d'écoulement sont mieux utilisées par des machines à colonnes d'eau que par des roues à augets.

Machines à colonnne d'eau. — Les machines à colonne sont composées des mêmes parties essentielles que les machines à vapeur à piston. Les unes et les autres se composent essentiellement d'un piston qui se meut dans un cylindre alésé, et dont le mouvement alternatif est transmis aux mécanismes extérieurs par la tige du piston, soit directement, soit par l'intermédiaire de balanciers et de bielles ou autres moyens équivalents. Les effets dus à la pression de la vapeur, dans les machines à vapeur, sont produits, dans les machines à colonne d'eau, par la pression de l'eau venant d'un réservoir supérieur et qui est amené dans le cylindre, entre le fond de ce cylindre et le piston, par un *tuyau de chute*. Lorsque le piston pressé par l'eau motrice a terminé son excursion, l'eau s'écoule par une issue qui lui est ouverte dans un tuyau dont l'orifice est moins élevé que celui du réservoir, et que l'on appelle *tuyau de décharge*. Comme les ma-

chines à vapeur, les machines à colonne d'eau peuvent être à *simple* ou à *double* effet. Mais le moteur étant, dans ces derniers appareils, un liquide à peu près incompressible, et très-dense comparativement à la vapeur, il est nécessaire pour l'économie du travail moteur, aussi bien que pour la conservation de la machine, que les mouvements du piston d'une machine à colonne d'eau soient beaucoup plus lents que ceux du piston d'une machine à vapeur, et des précautions particulières doivent être prises pour l'ouverture et la fermeture des tuyaux de chute et de décharge, ou plutôt des orifices d'*admission* et d'*évacuation* de l'eau. Ces circonstances font que l'établissement des machines à colonnes d'eau à double effet présente des difficultés considérables; aussi ces machines sont-elles des exceptions rares, dont on a cependant quelques exemples en Hongrie. Les machines employées à l'épuisement des eaux des mines, les seules dont nous ayons à nous occuper ici, sont toutes à *simple* effet, c'est-à-dire que le piston poussé par l'eau motrice dans son excursion ascendante ou descendante, est ensuite ramené et exécute son excursion en sens contraire par l'action de son propre poids ou d'un contre-poids. On accouple quelquefois deux machines à colonne d'eau à simple effet, dont les pistons s'équilibrent mutuellement. A cet effet, les tiges de ces pistons sont liées par une chaîne articulée à maillons en fer, qui se plie sur une poulie dont le diamètre est égal à l'intervalle des axes des deux cylindres. Plusieurs machines à colonne d'eau de la Hongrie sont ainsi installées. Nous nous bornerons ici à décrire la belle machine établie dans la mine du Huelgoat par M. Juncker; ce qui suit est emprunté au mémoire qu'il a publié dans les *Annales des Mines*. Les *fig.* 6 et 7, *Pl. LVI*, représentent cette machine.

Le piston P, *fig.* 6, se meut dans un cylindre Y ouvert à la partie supérieure; la tubulure T aboutissant près du fond du cylindre sert à la fois à l'introduction et à l'évacuation de l'eau motrice. La tige X du piston P traverse le fond du cylindre dans une boîte à cuir. La tige de la pompe d'épuisement est attachée directement à la tige X, avec laquelle elle est solidaire.

Cette pompe est celle qui est représentée par les *fig.* 1 et 2, *Pl. LVIII*, et qui devra élever l'eau à une hauteur verticale de 230 mètres. Son piston ayant 0 m. carré, 14 de surface, et sa course étant égale à celle du piston de la machine à colonne d'eau, ce dernier doit être poussé de bas en haut par une force capable de surmonter le poids d'une colonne d'eau de 0m. carré, 14 de base et 230 mètres de hauteur, augmenté de l'excès du poids de la tige de la pompe sur celui des contre-poids par lesquels elle peut être équilibrée en partie,

et de l'action des frottements. Le piston P, *fig.* 6, *Pl. LVI*, descend ensuite en vertu de l'excès de son propre poids et de celui de tout l'attirail solidaire avec lui sur les mêmes contre-poids et sur les frottements. L'eau motrice venant du réservoir supérieur doit donc être introduite sous le piston P, lorsque celui-ci est à la partie inférieure de sa course, et l'eau dont le cylindre se trouve rempli, lorsque le piston P est arrivé à la limite de son excursion ascendante, doit être évacuée par le tuyau de décharge, afin que le piston P redescende.

Appareil régulateur. — La tubulure T met le cylindre Y en communication avec une pièce latérale HH′ composée de plusieurs cylindres ayant un même axe, et interposée verticalement entre le cylindre principal Y et la colonne de chute. Dans cette pièce aboutissent, à des distances égales au dessus et au dessous de la tubulure T′, deux tuyaux horizontaux O, S ; le premier, qui termine inférieurement la colonne de chute, est le tuyau d'arrivée des eaux motrices; le second, qui communique avec la galerie d'écoulement, est le tuyau d'émission. Un piston R peut venir se placer alternativement dans les deux espaces cylindriques *bc* et *b′c′* égaux en hauteur et en diamètre, et symétriquement placés en dessus et en dessous de la tubulure T′.

Dans la seconde de ces positions, la communication entre le tuyau d'émission et le cylindre principal Y est fermée. Le piston P, mis en rapport avec la colonne de chute, exécute alors son mouvement ascensionnel. Dans la première position, au contraire, l'admission de l'eau motrice est supprimée, et l'émission est libre ; le cylindre se vide et le piston P redescend.

Le piston R pourra donc servir de régulateur à la machine, s'il vient occuper successivement et en temps opportun les espaces *bc* et *b′c′*.

Il semblerait que ce piston, qui est constamment pressé de haut en bas par la colonne de chute, exige l'emploi d'une force considérable, soit pour le déplacer de bas en haut, soit pour modérer sa vitesse à la descente : cette double difficulté disparaît par un artifice simple et ingénieux. Un nouveau piston J, fixé sur la tige prolongée du premier, se meut dans un cylindre particulier placé en contre-haut du tuyau d'admission. Les cylindres H′, *bc*, *b′c′*, sont rigoureusement alésés sur le même axe. La surface inférieure du piston J étant sans cesse pressée par la colonne motrice, ce piston est poussé de bas en haut par une force opposée à celle qui sollicite le piston régulateur; ainsi, en négligeant pour un moment les frottements et le poids de ce système de pistons, il y aurait équilibre si leurs diamètres étaient égaux; dès lors la moindre force serait suffisante pour

déterminer et modérer à volonté le mouvement du piston régulateur. Mais les choses n'ont pas été disposées tout à fait ainsi; le diamètre du cylindre H′ est un peu plus grand qu'en *bc*, *b′c′*, de telle sorte que les pressions exercées sur les deux pistons n'étant plus égales, il y a résultante dans le sens du plus grand, et partant, tendance au mouvement ascensionnel; lors donc que le système est abandonné à lui-même, le piston R va se placer dans l'espace *b c*, et et y reste jusqu'à ce qu'il soit sollicité par une nouvelle combinaison de forces.

Il s'agit, pour obtenir le mouvement inverse, de détruire la résultante ascensionnelle et de la remplacer par une autre dirigée en sens contraire. Or ce but est rempli en appliquant (dans le moment opportun) une force plus grande que cette résultante sur la surface supérieure du piston d'aide J.

Cette force est momentanément empruntée à la colonne de chute; à cet effet une prise d'eau est faite en a_2 au moyen d'un petit tuyau qui aboutit en *o* à la partie supérieure du cylindre H′. Celui-ci est fermé par une boite à cuir, dans laquelle passe, à frottement doux, un manchon ou grosse tige K, fixée sur le piston J, et qui a pour objet de diminuer la surface supérieure de ce dernier pour ne laisser exposée à la pression hydraulique qu'on se propose d'exercer dans l'intérieur de l'espace annulaire *w*, que la partie de cette surface voulue par les conditions de descente du système.

Cette descente s'effectue dès que l'on donne accès à l'eau motrice dans l'espace *w*, au moyen du tuyau $a\,a_1\,a_2\,a_3$. Elle ne cesse que lorsque le piston R est venu occuper l'espace *b′c′*, ce qui constitue la seconde partie de la régulation.

Pour ramener ensuite les choses dans leur premier état, c'est-à-dire pour faire remonter le piston R dans la position *b c*, il faut non-seulement fermer la communication entre la colonne de chute et l'espace annulaire, mais encore ouvrir une issue à l'eau dont cet espace est rempli. C'est par les tubes $e\,e_1\,e_2\,e_3$ que cette eau peut s'échapper et gagner le tuyau d'émission. Dès lors le système des pistons R et J remontera spontanément comme il a été dit, et le cylindre principal se videra.

Petit appareil hydraulique pour régler le jeu du régulateur principal. — Tout se réduit donc, pour obtenir les deux fonctions du régulateur, à faire parvenir un filet d'eau motrice dans l'espace *w*, ou à vider ce dernier alternativement et en temps utile. Un robinet placé dans un boisseau à trois orifices, placé en avant de la petite tubulure o, aurait pu satisfaire à ces conditions; mais ici en-

core la préférence a été donnée à un petit régulateur à pistons disposé d'après les mêmes principes que le régulateur principal **RJK**.

Un cylindre vertical *e i* muni de deux tubulures latérales *a*, *o*, renferme deux pistons *p*, *p'* assemblés sur la même tige, et placés de telle manière qu'ils sont toujours pressés en sens contraire par l'eau motrice, qui est en permanence au point *a*; le piston *p* est de plus assujetti à prendre position alternativement au dessus et au dessous de la tubulure o. Dans le premier cas, l'espace annulaire *w* peut se vider; dans le second, au contraire, la communication est établie entre ce même espace et la colonne de chute.

Le piston *p'* est surmonté d'une grosse tige qui remplit le même office que son analogue dans le grand régulateur, et qui, comme lui, passe à travers une garniture de cuir fixée au haut du cylindre *ei*. Un petit tube *u* sert à transmettre la pression de la colonne motrice sur la partie libre de la surface supérieure du piston *p'*. Cette force additionnelle, qui équivaut à peine à 30 kilog., a pour objet de contre-balancer une pression pareille exercée de bas en haut sous le piston inférieur *p* par l'eau contenue dans le tuyau d'émission, et qui résulte de la position du cylindre principal Y à 14m,20 au dessous de la galerie d'écoulement.

La régulation de la machine trouve donc une solution aussi simple que complète dans le mouvement bien ordonné des petits pistons *pp'*, que la main d'un enfant suffirait à déplacer. Quand on les fait monter, le régulateur principal monte aussitôt après; il y a émission de l'eau contenue dans le grand cylindre, et le piston P s'abaisse. Quand, au contraire, on les oblige à descendre et à occuper la position indiquée par la figure, le grand régulateur descend à son tour et le piston moteur monte; il y a admission.

Le jeu de la machine sera donc assuré, pourvu qu'il y ait un moyen facile et sûr de faire fonctionner le petit appareil en temps opportun. C'est le grand piston P qui marque l'instant du mouvement et fournit la très-petite force nécessaire pour le produire. Un mécanisme très-simple remplit ce double objet.

Mécanisme qui règle les fonctions du petit appareil. — Le système des petits pistons est suspendu à une tige articulée en *t*, qui, passant à travers la pièce *v''v''*, aboutit à un premier levier *tv'*, ayant son point d'appui en *v'*; un second levier *ss'*, qui tourne autour de l'extrémité *s'* d'un montant (consolidé par les pièces *z* et *v''v''*), est relié au premier *tv'* par un petit tirant *t'*, et terminé à son autre extrémité par un secteur *s* maintenu dans son mouvement par un guide fourchu qui se projette verticalement en

$v v'$. Deux crochets ou mentonnets, 1 et 2, en saillie sur l'arc de cercle, sont fixés en sens inverse, sur les deux faces planes opposées de ce secteur. En projection horizontale ils sont écartés l'un de l'autre de toute l'épaisseur du secteur. Ces leviers sont combinés de manière à procurer au piston p la levée nécessaire; le levier inférieur serait devenu superflu si l'on avait pu ménager un espace suffisant entre le cylindre Y et la pièce HH' pour établir le rapport voulu par la course de p entre les deux bras du levier ss'.

D'un autre côté, le piston principal P a reçu en f un sabot en fer dans lequel vient s'assembler à vis une tige de fer verticale dd'. Cette tige est guidée dans le haut par deux colliers $g_2 g_3$, qui font partie d'une pièce unique $gg_1g_2g_3$, *fig.* 6 et 7, *Pl. LVI*, fixée par deux pattes sur la bande arquée en fer hh, qui porte aussi la pièce fourchue déjà citée vv'.

La tige ronde dd' est munie longitudinalement et du côté du régulateur d'une tringle rectangulaire bien dressée, dont l'épaisseur est égale à celle du secteur s, auquel elle est et reste tangente pendant toute la course du piston R. (Il est bien entendu que les colliers $g_2 g_3$, qui guident la tige, sont échancrés pour donner un libre passage à la tringle en question.

Deux cames, 3 et 4, sont fixées, en position inverse et au moyen de vis, sur les deux faces opposées de la tringle, qui, à cet effet, porte une série de trous, à l'aide desquels on peut faire varier la distance d'une came à l'autre. Celles-ci correspondent d'ailleurs respectivement aux mentonnets 1 et 2 du secteur.

Voici maintenant le jeu de ce mécanisme: lorsque le piston P, obéissant à la pression de l'eau motrice, s'élève dans son cylindre avec la tige dd', la came 3 rencontrant le mentonnet correspondant du secteur, l'entraîne avec elle, et, par suite, fait monter les petits pistons pp'. Mais bientôt, par suite du mouvement angulaire de ce dernier, il y a échappement, et le piston P achève sa course pendant que la régulation ascendante s'opère pour fermer le tuyau d'admission et ouvrir l'émission.

Un instant après le piston P redescend; mais cette fois la came 3 ne rencontre plus le mentonnet qui lui correspond, et qui, après son échappement, était demeuré immobile. C'est au contraire la came 4 qui accroche le mentonnet 2, lequel s'est avancé vers la tringle en même temps que l'autre s'en était éloigné. Le secteur redescend, et avec lui les petits pistons, qui viennent reprendre la position indiquée dans la *fig.* 6. A ce moment il y a nouvel échappement, et le piston P continue à descendre jusqu'à la limite inférieure de sa course

pendant que s'effectue la régulation qui a pour objet de le mettre de nouveau en rapport avec la colonne de chute, et de lui faire commencer une nouvelle pulsation.

Moyen de faire varier la course du piston moteur. Moyen d'arrêter la machine. — Le système régulation décrit ci-dessus possède l'avantage de présenter toute facilité pour ralentir ou accélérer autant que l'on veut le mouvement du piston régulateur. Ces changements de vitesse, qui sont infiniment précieux pour faire varier à volonté et avec une rare précision l'étendue de la course du piston moteur, s'obtiennent avec le secours de deux robinets modérateurs a_2,e; le premier sert à étrangler plus ou moins la veine fluide qui pénètre dans l'espace annulaire w, l'autre produit le même effet sur cette veine au moment de son émission. Ces robinets sont à cet effet munis l'un et l'autre de clefs ou manches (non représentés sur le dessin) que le machiniste peut tourner à la main lorsqu'il le juge nécessaire. Ils fournissent aussi un moyen facile d'arrêter la machine: quand, en effet, le piston R est arrivé au milieu de sa course ascensionnelle et se trouve placé par le travers de la tubulure TT', il suffit de fermer le robinet e pour faire cesser instantanément tout mouvement dans la machine; on la remettra en train avec la même facilité en rouvrant le robinet e. On obtient un résultat semblable daos la marche opposée du piston R, en fermant le robinet a_2.

Piston régulateur. — Le piston R, *fig.* 8, *Pl. LVI*, est un cylindre creux en bronze tourné et rodé de manière à ce qu'il remplisse exactement les espaces bc, $b'c'$ parfaitement cylindriques aussi. Au milieu, sur une hauteur $x'x_1$, un peu plus grande que celle bb' de la tubulure T', la surface extérieure est pleine et unie; mais à chacun des bouts, sur le reste de sa hauteur, il présente huit entailles ou cannelures cunéiformes $x'x''...x_1x_2...$ qui ont leurs têtes $x''x_2$ rangées sur le pourtour des deux bases du piston.

Lorsque la régulation s'effectue, en montant par exemple, on voit que le piston R, qui occupait $b'c'$, après avoir cheminé à travers la tubulure T', va présenter sa surface supérieure à l'entrée du cylindre bc: à ce moment le mouvement de la colonne de chute serait arrêté si le piston était uni; mais les cannelures offrant encore une issue à l'eau, celle-ci continue à pénétrer dans la tubulure en quantité toujours décroissante, jusqu'à ce que les sommets x' des cannelures soient eux-mêmes engagés dans le cylindre bc. C'est alors seulement que le piston P arrive à la limite supérieure de sa course, et que la colonne de chute reprend l'état de repos. Mais comme presque au même instant les sommets x_1 des cannelures inférieures at-

teignent le bord b' de la tubulure, l'émission commence, et. partant aussi, la descente du piston P, dont le mouvement s'accélère à mesure que les cannelures x_1x_2 se dégagent, et surtout quand la base inférieure du piston R s'élève au dessus du point b' et atteint le point b terme de sa course.

Immédiatement après, commence la régulation en descendant : ainsi l'émission de l'eau du grand cylindre se ralentit dès que le piston R, en rétrogradant, atteint le point b', et elle cesse bientôt tout à fait quand la partie x_1x_2 de ce piston s'est entièrement logée dans l'espace $b'c'$. Mais alors aussi apparaissent dans la tubulure les sommets x' des entailles supérieures, et avec elles les premiers filets d'eau motrice ; il y a admission : c'est ce qu'exprime la *fig.* 6, où le piston P, mis en contact avec la colonne de chute, a commencé son ascension. La vitesse, très-petite d'abord, augmente graduellement en raison des sections de débit toujours croissantes que les cannelures présentent successivement à l'eau motrice, et se trouve à son maximum quand ces dernières sont entièrement dégagées; le piston R regagne bientôt le bord inférieur de la tubulure, point de départ.

Importance des avantages attachés à une régulation graduée. — On voit par ces détails que le piston régulateur, disposé comme il l'est, opère dans chacune de ses fonctions, tant en montant qu'en descendant, d'une manière favorable à la conservation matérielle de la machine, parce qu'il anéantit peu à peu, mais vers la fin de la course seulement, toute la vitesse dont le piston moteur est animé. De là il résulte que la puissance n'agissant jamais d'une manière brusque sur le piston, et par conséquent sur la résistance, il n'y a pas de chocs, lorsqu'il s'agit de faire sortir de l'état de repos les masses à mouvoir, tant solides que liquides : il en est de même quand ces masses en mouvement, et en particulier la colonne de chute, reprennent leur immobilité.

Ces effets ont quelque chose d'analogue à ceux que l'on produit avec des corps élastiques, avec des réservoirs d'air, par exemple, qui en pareille occurence sont employés quelquefois et conseillés dans l'intérêt de la conservation de la machine, et de l'économie du travail moteur. Ce moyen offre dans la pratique, et surtout pour les puissantes machines, de grands inconvénients; aussi a-t-il été bientôt abandonné en Bavière, et remplacé par les dispositions que M. Juncker a mises en œuvre au Huelgoat. Les bons effets de ces dernières sont au surplus clairement démontrés par l'exemple de la machine d'Huelgoat, dans laquelle il est impossible d'apercevoir sur aucun point la moindre

manifestation matérielle de chocs, de contre-coups et de vibrations.

Le régulateur à pistons, qui sera sans doute partout substitué au robinet employé dans les anciennes machines, présente encore un autre avantage : il permet d'avoir un orifice d'admission aussi grand que l'on veut, égal du moins en section à la colonne de chute, et par conséquent de diminuer la vitesse de l'eau motrice.

Dimensions à donner au piston régulateur. — Si le diamètre du piston régulateur proprement dit est arbitraire, il n'en est pas de même de sa longueur, non plus que du nombre et des dimensions des cannelures qui le terminent. M. Juncker, se fondant sur les données de la pratique, estime que la longueur du piston doit être au moins triple de la hauteur de la tubulure, et qu'en général elle doit augmenter, de même que le nombre et la profondeur des entailles, avec le volume des eaux motrices et la vitesse que l'on veut donner à l'appareil.

La détermination des diamètres du piston d'aide et du manchon qui le surmonte est soumise à des règles plus positives, et rentre même tout à fait dans le domaine du calcul. Après avoir fixé la vitesse moyenne de la régulation et arrêté les principales dimensions des pièces qui s'y rapportent, on cherche et on exprime algébriquement les forces qui sollicitent le système des pistons, tant en montant qu'en descendant, en tenant compte des résistances dues aux frottements de l'eau en mouvement, aux étranglements, etc., qui seront évaluées en pression d'eau sur les pistons, et l'on a ainsi deux équations qui peuvent fournir les valeurs des deux inconnues de la question.

Il vaut mieux pécher par excès que par défaut dans l'évaluation des résistances qui sont opposées à la régulation, parce qu'au moyen de petits robinets modérateurs on peut se rendre maître d'une résultante trop grande dans l'un et l'autre sens. Il n'y a là d'autre inconvénient que celui de dépenser inutilement un peu plus d'eau motrice, mais cette dépense est toujours si petite, relativement à celle qui se fait dans le cylindre principal, qu'elle peut être négligée. Dans la machine du Huelgoat, pour une consommation d'eau de $1^{m.cub.}$,880 faite sous le grand piston, on n'injecte dans le vide annulaire du régulateur qu'environ $0^{m.cub.}$,033, et une économie de moitié, par exemple, sur cette quantité, serait tout à fait insignifiante.

Modérateur pour faire varier la course de la machine. — On a vu comment on pouvait faire varier la course du piston principal, soit en changeant la distance qui sépare les deux petites cames fixées sur la tige dd', soit, ce qui est préférable, en modifiant la vitesse de la régulation. Mais il fallait de plus, pour se rendre parfaitement

maître du jeu de la machine, avoir un moyen de modifier la vitesse de la course du même piston, et de régler par conséquent le nombre des pulsations de la machine. On parvient à ce but au moyen de modérateurs ou valves circulaires V, V′ placés dans les tuyaux d'admission et d'émission O, S, et emmanchés sur des axes de rotation verticaux qui traversent les parois supérieures de ces tuyaux. Chacun de ces axes est emprisonné dans une petite boîte à cuir W, W′, et porte à son extrémité un secteur denté y, y', qui engrène avec une vis sans fin munie d'une manivelle. Lorsqu'on veut faire varier la vitesse de la montée du piston P, on tourne la valve V; quand c'est au contraire la vitesse de descente qu'il s'agit de modifier, c'est à la valve V′ du tuyau d'émission que l'on s'adresse. On ferme les valves pour ralentir, et on les ouvre pour accélérer le mouvement. Celle d'admission était tenue presque entièrement fermée, lorsque M. Juncker a écrit son mémoire, parce que la machine, calculée dans la supposition d'une pompe placée à la profondeur de 250 mètres, ne fonctionnait encore qu'à celle de 170 mètres.

Dispositions accessoires. — Les pièces U et I ont pour objet de limiter en haut et en bas la course du régulateur RJK. Lorsque le manchon K arrive à la limite supérieure de sa course, il serait bien, à la rigueur, arrêté contre le fond de la boîte à cuir H″; mais comme les boulons qui le fixent sur le piston d'aide J pourraient se fatiguer et se détériorer à la suite de ces rencontres répétées, il a paru préférable d'arrêter le manchon par son sommet couronné d'un plateau K′, contre la traverse d'une potence en fer fixée sur la pièce H″. Cette potence U, pour plus de précaution, est munie d'une boîte en tôle, composée de deux parties UU′, pouvant rentrer l'une dans l'autre, dans laquelle se trouve en U″ un matelas élastique en liége.

D'un autre côté, le plateau e_3 e_4 qui ferme en bas la pièce, porte à son centre un godet I toujours plein d'eau, dans lequel vient s'engager une béquille qui se trouve sous le piston R, lorsque celui-ci descend; l'eau qui s'échappe alors avec peine du godet devient un obstacle assez grand pour amortir sans choc le mouvement du régulateur.

Un moyen semblable a été employé dans le cylindre principal pour le cas où le piston P viendrait à dépasser le bord supérieur de la tubulure T, limite ordinaire de sa course. Une cuvette Z, qui est assujettie par des boulons sur le milieu de la base du cylindre, reçoit alors une couronne en plomb de même diamètre Z′, qui est fixée en contre-bas du moyeu central du piston P, et le mouvement s'arrête sans choc apparent. Au surplus, ces diverses dispositions sont plutôt des me-

sures de prudence que des nécessités; en Bavière, on n'y a pas recours.

Lorsqu'il est question de remettre la machine en mouvement (après une réparation qui aurait forcé de la vider entièrement), on éprouverait de la part de l'air contenu dans toutes les parties de l'appareil de grandes contrariétés, si l'on n'avait pas un moyen facile de s'en débarrasser. Deux vis creuses, avec trou latéral, ont été adaptées à cet effet sur le piston moteur, l'une au point P, l'autre, plus petite, et qui n'a pas pu être figurée dans le dessin, sur la tubulure o du cylindre qui renferme les petits pistons $p\,p'$. Pour donner à l'air le temps de circuler et de s'échapper autant que possible, on a soin de ne faire arriver l'eau motrice que très-lentement; puis on ferme les orifices aussitôt que cette dernière s'y présente à son tour; bientôt après la colonne de chute est pleine, mais il faut aussi remplir le tuyau d'émission qui se relève vers la galerie d'écoulement, et dont la communication avec la colonne de chute est interceptée par le piston R. Ce but est atteint au moyen du tube horizontal coudé e' (*fig.* 7, *Pl. LVI*), qui porte à son milieu un robinet qui joint le tuyau $a_3a_2a_1a$ au tuyau e_2e_3, *fig.* 6; en ouvrant ce dernier, l'eau passe du dessus au dessous du piston R, et pénètre dans la colonne SS_1. Ce même tube est utile quand il s'agit de vider la partie de la colonne d'eau qui s'élève au dessus de la galerie d'écoulement.

Enfin, pour compléter la réunion en un même point et sous la main du surveillant, de tous les moyens propres à lui faciliter le maniement de sa machine, on a mis en rapport le tuyau de chute avec la colonne montante Ω_1 *fig.* 1, *Pl. LVIII*, de la pompe d'épuisement qu'il faut toujours remplir d'eau avant de mettre la machine en mouvement.

C'est le tube coudé $\Omega_1\,e_4$ qui sert à cet usage; il est adapté en Ω_1, contre le tuyau montant, et en e_4 sous le plateau e_3e_4 (*Pl. LVI*, *fig.* 6) de la base du régulateur, et un robinet est intercalé entre ces deux points. On vient de voir, à propos du tube horizontal coudé e', comment l'eau est amenée dans cet endroit.

On ne parlera ici que pour mémoire de la cage de fer hexagonale que l'on aperçoit sur le haut du cylindre principal; son objet sera expliqué plus loin.

Garnitures des pistons et des boîtes à cuir. — Le piston principal porte deux garnitures différentes; la première est formée de quatre bandes ou cercles de cuir tirés d'épaisseur, superposés et logés dans une rainure à queue d'hironde pratiquée sur le pourtour du piston; ces cercles sont ensuite réunis l'un à l'autre au moyen de clous ayant les têtes embreuvées dans l'épaisseur du dernier cuir, dont la saillie sur le corps métallique du piston n'est guère que $0^m,0015$.

La seconde garniture consiste en une seule plaque ou rondelle de cuir serrée contre le dessous du piston au moyen d'une autre rondelle en cuivre et de 24 boulons. Le bord extérieur du cuir, qui dépasse le piston, est retroussé, embouti d'équerre pour frotter contre la surface intérieure du cylindre, et interdire de la sorte tout passage à l'eau. La surface frottante n'a que $0^m,020$ à $0^m,025$ de largeur.

La boîte à cuir, qui est située sous le plateau du fond du cylindre, et que traverse la tige X du piston, est aussi garnie de deux manières. Dans le fond on a placé l'une sur l'autre plusieurs rondelles de cuir bien dressées et exactement circulaires; vient ensuite un cuir doublement embouti en forme de gouttière annulaire ayant $0^m,03$ de profondeur, dont l'ouverture est tournée vers le piston, et qui est compris entre deux anneaux de cuivre. Ces anneaux sont plans d'un côté, mais pour conserver au cuir la forme qu'on lui a donnée, on les fait courbes sur l'autre face : l'un des anneaux est convexe et entre dans le creux du cuir, l'autre est concave pour le recouvrir; on achève de remplir la boîte avec de nouvelles rondelles planes en cuir; enfin le tout est serré par le moyen d'un plateau et de six boulons.

Un mode de garniture semblable a été employé dans la boîte à cuir II'' du régulateur, dans celles W, W' des modérateurs, ainsi que pour le piston d'aide J; seulement, comme ce dernier est soumis à la pression de l'eau sur ses deux faces, on a intercalé entre elles deux cuirs emboutis en forme de gouttières tournées en sens opposés.

La garniture qui fait la clôture de l'orifice du petit cylindre i est plus simple; elle est formée d'une seule rondelle de cuir retroussée vers le bas à sa partie médiane de $0^m,01$ au plus, et assujettie au moyen d'un couvercle boulonné sur l'oreille du cylindre.

Le petit piston p', dont la masse est en étain, porte aussi à sa partie supérieure une rondelle en cuir pour toute garniture. Le piston p est tout entier en étain, dont le frottement sur le bronze est toujours fort doux; il ne saurait être armé de cuir, à cause de la condition à laquelle il est soumis de traverser la tubulure o à chacune de ses évolutions.

Le cuir pour ces divers emplois, a reçu la forme qui lui était assignée, en le soumettant à une forte compression entre des moules particuliers, après l'avoir toutefois ramolli dans l'eau; ensuite, avant de le mettre en travail, on l'a fortement imprégné d'huile animale, qui avait le double objet de lui faire conserver une certaine roideur dans son contact avec l'eau et d'adoucir les frottements.

Ces sortes de garnitures, excellentes sous le rapport de l'imperméabilité, durent extrêmement longtemps, surtout lorsqu'il est pos-

sible d'entretenir constamment enduit (1) le corps contre lequel le frottement a lieu, comme c'est le cas du grand cylindre, de la tige de son piston et du manchon K. Dans ces diverses applications les mêmes cuirs ont résisté à un travail non interrompu de plus de trois années, et ne donnent encore aucun signe d'altération; ceux du piston d'aide ont été usés et renouvelés au bout de deux ans et demi de service. Ces exemples, qui montrent combien le cuir est précieux dans la construction des appareils hydrauliques, témoignent aussi de la perfection des machines sous le rapport du frottement des corps solides entre eux.

Il n'y a dans la machine que deux parties dont l'exécution soit réellement très-délicate; c'est d'une part, le système des pistons régulateurs R J K, et de l'autre celui des pièces H H′ H″. La difficulté consiste à obtenir la coïncidence rigoureuse des axes des divers cylindres dont chacun de ces systèmes se compose, et dans l'ajustement précis de ces derniers entre eux. On ne saurait trop insister sur la nécessité d'une exécution parfaite, et par conséquent d'une grande liberté de mouvement dans l'appareil régulateur; c'est une condition absolue du bon effet et de la conservation de la machine.

Pose de la machine. Dispositions d'ensemble. — Les *fig.* 1 et 2, *Pl. LVIII*, représentent les dispositions d'ensemble de la machine à colonne d'eau et des pompes de Huelgoat. Deux machines entièrement semblables sont établies l'une à côté de l'autre, ainsi que l'indique le plan *fig.* 2, sur un pont en fonte de fer solidement assis sur des culées en pierre de taille qui reposent elles-mêmes sur deux voûtes inférieures appuyées sur la roche des parois. Je renvoie au mémoire de M. Juncker pour la description détaillée de la pose et des supports de la machine motrice que je me borne à indiquer ici. Les machines ne sont pas placées au niveau de la galerie d'écoulement, mais à 14 mètres en contre-bas de cette galerie, de sorte que l'eau qui a soulevé le piston de la machine motrice, et celui de la pompe d'épuisement solidaire avec le premier, est refoulée par la

---

(1) La graisse qui sert à enduire les cylindres et les tiges en contact avec le cuir, se compose d'un mélange intime fait à feu doux, de

Saindoux.	6	Sa consistance doit être celle du miel.
Suif.	5	
Huile d'olive ou huile de pied de bœuf. . . .	1	

chute des pistons et de l'attirail qui les réunit dans un tuyau qui la déverse dans la galerie d'écoulement, à 14 mètres au-dessus de l'orifice d'évacuation de la machine. Les eaux motrices sont amenées par un acqueduc dans un réservoir situé à 60 mètres au dessus du niveau de la galerie d'écoulement; la colonne d'eau motrice qui agit sur les pistons P, pour les soulever, a donc 74 mètres de hauteur verticale, et quand ceux-ci redescendent, ils ont à surmonter la pression d'une colonne d'eau de 14 mètres de hauteur. Le but de cette disposition des machines motrices en dessous de la galerie d'écoulement a été d'équilibrer en tout ou en partie les poids de l'attirail, des tiges et des pistons. Ce mode d'équilibration est analogue aux balanciers hydrauliques usités dans le comté de Cornwall, qui sont formés de colonnes d'eau contenues dans des tuyaux placés entre les galeries d'écoulement et l'orifice supérieur des puits, et qui agissent par leur pression sur des pistons plongeurs liés aux maîtresses tiges qu'elles équilibrent en partie. Dans chacune des machines dont nous nous occupons, la pression d'une colonne d'eau de 14 mètres de hauteur qui agit sous le piston de la machine, dont la surface est de $0^{m. car.},8177$, déduction faite de la section de la tige, pendant la chute de ce piston, produit une pression résistante de 11448 kilog.; le poids de l'attirail des tiges en bois et en fer qui lient les pistons de la machine et de la pompe d'épuisement, placée aujourd'hui à la profondeur de 170 mètres, est de 12000 kilog., de sorte que le contre-poids hydraulique est bien approprié au poids de ces tiges. Mais lorsque les pompes seront descendues plus bas, à la profondeur de 250 mètres qu'elles doivent finalement atteindre, les tiges pèseront environ 16.000 kilog. Le contre-poids hydraulique sera trop faible et il sera nécessaire d'équilibrer par un autre moyen, l'excès de poids qui résultera de l'allongement des tiges.

Si l'on avait d'ailleurs un excès de puissance motrice, on pourrait se dispenser d'ajouter ce contre-poids, et retarder la chute de l'attirail par l'*étranglement* du tuyau de décharge.

Les deux machines à colonne d'eau et les deux pompes sont d'ailleurs entièrement indépendantes l'une de l'autre; elles peuvent agir simultanément ou séparément.

Les colonnes de chute O_1. O_2, *fig.* 1 et 2, *Pl. LVIII*, s'étendent, à partir de la machine, dans une galerie horizontale M, qui sépare le puits des machines d'un autre puits où ces tuyaux se relèvent verticalement vers le réservoir supérieur, par un coude arrondi de $2^m,45$ de rayon. A leur partie supérieure elles s'infléchissent de nouveau pour suivre, sur une longueur d'environ 7 mètres, le sol de la galerie

horizontale dans laquelle se trouve le bassin alimenté par l'aqueduc des eaux motrices. Elles traversent ensuite la digue en maçonnerie qui ferme ce bassin du côté du puits de chute, et se recourbent vers le bas dans le bassin où elles débouchent à une profondeur de plusieurs mètres au dessous du niveau de l'eau. L'eau motrice entre donc dans la partie supérieure de ces conduites comme dans un siphon, disposition qui a été adoptée afin d'éviter que les corps plus denses que l'eau, qui seraient entraînés dans le bassin par le courant d'eau, malgré les précautions que l'on a d'ailleurs prises pour épurer ces eaux, s'introduisent dans les tuyaux de chute. Ceux-ci ont d'ailleurs au Huelgoat $0^{m},38$ de diamètre intérieur; le piston de la machine ayant un diamètre de $1^{m},028$ et une superficie de $0^{m.\,car.},8177$, déduction faite de la section de la tige qui est de $0^{m.\,car.},0133$, il en résulte que la vitesse de l'eau, dans les tuyaux de chute, est égal à $\frac{8177}{1126}$, un peu plus de 7 fois celle du piston moteur. Au surplus, le diamètre $0^{m},38$ des tuyaux de chute n'a été déterminé que parce qu'on avait en magasin des tuyaux de ce calibre dont on a voulu tirer parti.

Tirants ou maîtresses tiges des pompes. — La tige du piston de chacune des machines à colonne d'eau est liée par une longue ligne de tirants au piston d'une pompe unique, établie aujourd'hui à une profondeur de 170 mètres, mais qui sera plus tard descendue jusqu'à 230 mètres au dessous du niveau de la galerie d'écoulement. Ces pompes sont celles dont nous avons donné précédemment le dessin *fig.* 2, *Pl. LIV*, et la description détaillée. Le piston a $0^{m},43$ de diamètre et $0^{m.\,car.},14$ de superficie, déduction faite de la section de la tige. M. Juncker avait le projet de lier le piston de chaque pompe à celui de la machine motrice par une ligne de tirants en fer forgé; mais des motifs particuliers l'ont déterminé à employer pour la première machine, dont la construction était devenue très-urgente, des tirants en bois; les assemblages en trait de Jupiter des pièces de ces tirants sont consolidés par quatre platines en fer appliquées contre les quatre faces du tirant et reliées ensemble deux à deux par treize boulons Les tiges en bois ont des sections décroissantes depuis la machine motrice jusqu'à la pompe; les équarrissages des pièces sont $0^{m},27$, $0^{m},25$, $0^{m},23$ et $0^{m},21$. Les épaisseurs correspondantes des platines en fer sont $0^{m},032$, $0^{m},028$, $0^{m},024$ et $0^{m},02$. La largeur commune de toutes les platines est de $0^{m},12$. Les boulons ont $0^{m},04$ de diamètre. La longueur des tiges en bois est de 7 mètres entre les milieux de deux joints consécutifs. Ceux-ci ont 1 mètre de longueur.

Le moyen d'attache de l'attirail avec la tige du piston de la machine, représenté en *r*, *fig.* 1, *Pl. LVIII*, consiste simplement en deux

fortes bandes ou mâchoires en fer qui embrassent le bout cylindrique de la tige additionnelle X, et sont traversées, de même que cette dernière, par deux clavettes. A leur partie inférieure, ces bandes sont fixées contre le premier tirant de la première série, au moyen de cinq boulons. Deux platines fortement serrées contre les deux autres faces du tirant, ont pour objet d'empêcher le bois de se fendre sous l'effort des boulons précédents. On s'y est pris de la même manière pour assembler le dernier tirant de la quatrième série avec l'extrémité de la tige du piston.

La tige additionnelle X est elle-même fixée contre celle du piston, au moyen d'un manchon d'emboîtement *l* et d'un double système de clavettes.

Deuxième attirail : chaînes en fer. — L'attirail en fer est une chaîne analogue à celles qu'on emploie pour les ponts suspendus, mais exécutée avec plus de soin. Elle consiste en un faisceau de quatre tringles ou barres carrées, accouplées deux à deux, de manière à former deux chaînes à deux brins parfaitement semblables et juxtaposées, *fig.* 1 à 4, *Pl. LX.*

Chacune de ces dernières est divisée dans sa longueur en mailles égales, qui sont réunies au moyen de trois platines percées de deux trous principaux, et par deux boulons qui enfilent les platines et les têtes des tringles.

Les articulations correspondantes des deux demi-chaînes sont réunies par leurs milieux, au moyen de deux petites brides en fer que traversent deux boulons *bb*, *fig.* 3 et 4. De cette manière, ces chaînes ne peuvent plus s'écarter, sans cependant former un seul tout entièrement invariable ; elles conservent au contraire l'utile faculté de pouvoir glisser un peu l'une sur l'autre dans le sens de la longueur, quand on a laissé un jeu convenable au bridage qui les réunit.

Chacun de ces doubles nœuds, indépendamment des huit tringles, opposées quatre à quatre, qui y aboutissent, comprend donc six platines traversées trois à trois par quatre boulons principaux et par deux petits boulons que réunissent deux brides.

Toutes les mailles, sauf les deux extrêmes qui ont à se raccorder avec les tiges des pistons, ont la même longueur de 3m,503 comptée de milieu en milieu de deux nœuds consécutifs. Elles sont divisées en quatre séries ; dans la première, la plus élevée de la chaîne, les tringles auront 0m,049 d'équarrissage: cette dimension ne sera plus que de 0m,047 pour la seconde, 0m,045 pour la troisième et 0m,043 pour la quatrième. Les platines et boulons des nœuds suivent un

décroissement analogue ; ainsi les boulons principaux ont respectivement 0m,049, 0m,047, 0m,045, 0m,43 de diamètre : toutefois les petits boulons et leurs brides conservent partout la même grosseur.

Les nœuds des cinq dernières mailles de la quatrième série diffèrent des autres, en ce qu'ils ne sont point articulés. Les têtes des tringles y sont carrées ou plutôt terminées carrément, et elles sont maintenues fixes entre les platines, au moyen d'un système de clavettes à talons qui remplace en même temps les petits boulons et brides des autres joints, et procure à cette partie de la chaîne la rigidité nécessaire. Ce nœud est représenté en D, *fig.* 5, *Pl. LX.*

Les boucles d'assemblage des mailles extrêmes avec les tiges des pistons ne demandent aucune explication, quand on a jeté les yeux sur les *fig.* 5 et 6, *Pl. LX*, pour la boucle inférieure, et sur les *fig.* 1 et 2, en ce qui concerne le moyen d'attache supérieur R.

Une chaîne comme celle qui vient d'être décrite n'offre dans sa construction qu'une seule difficulté un peu sérieuse : c'est d'être organisée de manière que ses quatre brins soient toujours également tendus durant le travail, ou, en d'autres termes, qu'ils soient solidaires dans le partage de la résistance à l'effort qui leur est opposé.

Nécessité et difficulté d'une tension égale. — Cette égalité de tension ne pouvant être que la conséquence de la parfaite exécution de toutes les parties dont la chaîne se compose, les recommandations suivantes furent faites au fabricant qui en avait été chargé (1) :

1° Les têtes des tringles, forgées avec le plus grand soin, seront, ainsi que les platines, percées à froid sur les mêmes gabaris parfaitement étalonnés ;

2° Après avoir ensuite placé les unes sur les autres les pièces semblables de chaque série (tringles ou platines), on passera un alésoir dans les trous correspondants, jusqu'à ce qu'ils ne forment plus qu'une même surface cylindrique continue du diamètre voulu ;

3° Les boulons principaux seront tournés et bien calibrés aussi, pour remplir très-exactement, et dans toute leur longueur, les espaces cylindriques formés par les trous des têtes de tringles et des platines qu'ils traversent.

Indépendamment de ces soins et de plusieurs autres moins importants et inutiles à rapporter ici, on se ménagea la faculté de remé-

(1) M. E. Martin, de Fourchambault, (Nièvre).

dier par les boucles de suspension à une légère inégalité de longueur qui pourrait exister entre les deux demi-chaînes au moment de la pose. Enfin, on compta aussi un peu sur la nature très-extensible du fer *dit à câbles*, demandé pour la construction de la chaîne, comme moyen de racheter les derniers petits défauts d'ajustement.

La chaîne, quant à ses dimensions, dans le sens transversal, fût calculée dans la supposition que chaque centimètre carré de section serait habituellement chargé de 550 kilogrammes; mais elle fût soumise aussi à la condition de supporter une traction d'épreuve équivalente à 1,500 kilogrammes par centimètre carré, continuée pendant douze heures consécutives, et qui ne devait point altérer l'élasticité du fer.

Tuyau montant des pompes. — Le tuyau montant de chacune des pompes qui commence à la pièce Ω, *fig.* 2, *Pl. LIV*, et s'élève jusqu'à la galerie d'écoulement, se compose de parties en fonte. Ces colonnes sont verticales jusqu'auprès des machines d'épuisement. Ici, il a fallu les courber pour éviter les tubulures de la machine. Chaque colonne se termine par un dégorgeoir Ω_1, *fig.* 1, *Pl. LVIII*, qui verse l'eau dans la galerie d'écoulement Les tuyaux de la colonne ascensionnelle ont depuis le fond jusqu'à 61^m au dessus de la galerie d'écoulement, 2$_m$,50 de long et 0^m,275 de diamètre intérieur. Quant à l'épaisseur, ils sont divisés en cinq séries, de sorte que l'épaisseur qui est pour les tuyaux inférieurs de 0^m,056 devient successivement égale à 0^m,048, 0^m,04, 0^m,032, 0^m,024. Les 61 derniers mètres sont formés de tuyaux de 2^m,60 de long, 0^m,38 de diamètre intérieur, et 0^m,027 d'épaisseur que l'on a utilisé, parce qu'ils existaient en magasin.

Joints des colonnes de tuyaux. — Les joints sont généralement à brides avec emboîtement, ou avec interposition des manchons en cuivre que nous avons déjà décrits et qui sont représentés *fig.* 6, 7 et 8, *Pl. LIV*. Les joints à brides, avec ou sans emboîtement, sont rendus étanches au moyen de tresses plates en chanvre, préalablement imbibées d'huile siccative et couvertes sur les deux faces d'une couche de mastic composé d'huile de lin siccative, de chaux vive et de chanvre haché, que l'on interpose entre les brides. Cinq joints compensateurs avec garnitures en cuir semblables à celui qui est au dessus de la chapelle, *fig.* 2, *Pl. LIV*, sont interposés dans chaque colonne ascensionnelle de 170 mètres de hauteur.

Déchet de la pompe. — M. Juncker a constaté que la pompe en bon état versait à l'orifice supérieur de la colonne ascensionnelle un

volume d'eau qui ne différait que de 1/30 du volume engendré par l'excursion du piston.

Précautions prises contre la rupture de la tige des pompes. — Je renvoie au mémoire de M. Juncker pour la description des supports de la machine motrice, des pompes, des tuyaux de chute et d'ascension, ainsi que pour les détails relatifs aux soins que l'on a pris pour l'épuration des eaux qui pénètrent dans la machine et dans la pompe. J'ai déjà indiqué, dans la première partie de ce chapitre, le moyen auquel on a eu recours pour amortir la vitesse de la tige des pompes, et prévenir les dégats qu'occasionnerait la chute de cette tige, si elle venait à se rompre. Dans ce cas, le piston P de la machine motrice serait repoussé de bas en haut par toute la pression de la colonne motrice, ou de la colonne de décharge, suivant que l'accident arriverait pendant la montée, ou pendant la descente de ce piston. Au lieu de chercher à l'arrêter dans son mouvement ascensionnel, par un obstacle invincible, on a disposé les choses de manière à lui permettre de sortir du cylindre par la partie supérieure. A cet effet, on a surmonté celui-ci d'une sorte de cage formé de six montants en fer, y, *fig.* 6, *Pl. LVI*, reliés à leur partie supérieure par un cercle y'. Cette cage guiderait le piston dans son excursion hors du cylindre; elle est surmontée d'une charpente qui forme une dernière barrière opposée à l'ascension du piston. On a d'ailleurs suffisamment prolongé la tige du piston pour que le manchon d'assemblage l ne puisse pas venir frapper la boîte à cuir adaptée au fond du cylindre. Ainsi, si la tige des pompes se rompait, l'eau contenue dans les tuyaux de chute ou dans ceux de décharge, tomberait dans la mine. On mettrait obstacle à l'affluence ultérieure de l'eau motrice dans la mine, en fermant aussitôt un clapet adapté à l'orifice supérieur du tuyau de chute. Des précautions ont même été prises pour qu'en cas de négligence de l'ouvrier chargé de ce soin, la colonne de chute cessât d'être alimentée, après que le niveau de l'eau se serait abaissé d'une certaine quantité dans le réservoir supérieur.

Le travail utile de la chute d'eau n'a pu être constaté par la raison que, la puissance totale ayant été jusqu'ici très-supérieure au travail résistant correspondant à l'élévation des eaux affluentes dans le fond de la mine, on a dû modérer l'action de l'eau sur le piston moteur, en rétrécissant considérablement au moyen de la valve VW, *fig.* 6, *Pl. LVI*, le passage des eaux motrices. Le travail utile ne s'est ainsi élevé qu'à 0,45 du travail moteur dépensé. M. Juncker estime que ce rapport s'élèvera à 0,646, lorsque la machine sera complète, et cette prévision est justifiée par les résultats obtenus des ma-

chines à colonne d'eau établies en Bavière par M. de Reichenbach, au Hartz, à Freyberg et en Hongrie, par divers ingénieurs allemands. La vitesse qu'il attribue aux pistons des machines et des pompes fonctionnant régulièrement est de 0m,30 par seconde à la montée et de 0m,70 par seconde à la descente. Cette dernière vitesse est déterminée par l'excès du poids de l'attirail des tiges et des pistons sur la colonne d'eau soulevée par le piston de la machine, et sur les autres contre-poids.

Machines à vapeur.—On peut employer, pour mouvoir des pompes, des machines à vapeur de constructions diverses, à simple ou à double effet. Les machines à simple effet, à moyenne pression, à détente et à condenseur, avec les derniers perfectionnements qui y ont été introduits dans le comté de Cornwall, ont une si grande supériorité sur toutes les autres machines d'épuisement, que j'en donnerai ici une description détaillée.

Chaudières. — La *Pl. LIX* représente la machine de 80 pouces anglais de diamètre (2m,032), établie sur un des puits des *consolidated mines*, près Redruth, dans le comté de Cornwall. Elle peut recevoir la vapeur de trois chaudières qui ne sont en activité à la fois que dans le cas où la machine doit fonctionner avec toute sa puissance. Chacune de ces chaudières consiste en un cylindre en tôle, avec un tube intérieur dans lequel est placée la grille. La longueur commune de la chaudière et du tube est de 10m,973. Le diamètre de la chaudière est extérieurement de 2m.133. L'épaisseur de la tôle est de 11 millimètres. La distance du bas du tube, au bas de la chaudière, est de 0m,203. Le tube a 1m,22 de diamètre. La grille placée à la partie antérieure s'étend sur une longueur de 1m,22; à l'extrémité de la grille, un mur en briques ferme la partie inférieure du tube, et s'élève jusqu'à 0m,23 de l'arête supérieure du cylindre. La flamme et l'air chaud passent par cet étranglement, parcourent toute la longueur du tube, reviennent sur le devant de la chaudière, en passant par dessous celle-ci dans un conduit qui a 1m,22 de large sur 0m,51 de hauteur, s'en retournent ensuite, par des carneaux latéraux, à la cheminée placée sur le derrière. La partie du tube qui contient la grille est tenue fermée par une porte à bascule, que le chauffeur soulève seulement lorsqu'il doit charger. De cette manière, tout l'air nécessaire à la combustion entre par le cendrier, et traverse la grille. La cheminée unique qui reçoit la fumée des trois chaudières est une tour conique peu élevée, mais dont la section est considérable. Il paraît que les ingénieurs anglais ont reconnu que des chaudières cylindriques, sans tube intérieur et même sans carneaux

latéraux, étaient à peu près aussi favorables à l'économie du combustible que les chaudières à tube intérieur. Telle est du moins l'opinion de M. John Taylor, dans les ateliers duquel a été construite la machine récemment établie sur la mine de lignite du rocher bleu (Bouches-du-Rhône.) Je reviens à la machine des *consolidated mines*, me réservant de donner plus tard d'autres détails sur les chaudières à vapeur.

Ensemble de la machine. — La *fig.* 1, *Pl. LIX*, est une élévation de la machine. La *fig.* 2 en est le plan. Ces figures font voir la disposition du cylindre, du balancier, de la maîtresse tige des pompes, des soupapes, des pompes à air et de la pompe alimentaire.

La *fig.* 7, *Pl. LX*, est un plan horizontal du cylindre et des soupapes qui règlent l'admission de la vapeur; on y a supprimé toutes les autres pièces de la machine, notamment celles qui déterminent le jeu des soupes.

La *fig.* 8, *Pl. LX*, est une section du cylindre et du piston de la machine, par un plan vertical passant par l'axe du cylindre.

Les *fig.* 9, 10 et 11, sont des coupes, par des plans verticaux, des soupapes de la machine. Elles indiquent la forme et les dimensions de ces pièces.

Afin de ne pas trop surcharger les *fig.* 1 et 2, *Pl. LIX*, nous n'avons point mis de lettres sur les parties de l'appareil qui n'offrent aucune particularité remarquable. Ainsi on distinguera les pièces du parallélogramme à l'angle duquel est attachée la tige du piston. La poutrelle P, qui règle l'introduction de la vapeur et le jeu des soupapes, est également attachée à un point qui décrit une ligne verticale. Ces dispositions ne diffèrent en rien de celles qui sont généralement connues et adoptées.

Les mêmes lettres désignent d'ailleurs les mêmes objets sur les *fig.* 1 et 2, *Pl. LIX*. *a*. Boîte contenant une soupape dont l'ouverture reste constante pendant le jeu de la machine. Elle porte le nom de *governor valve*, soupape modératrice; elle est analogue aux soupapes à gorge qui, dans les machines à rotation, sont ordinairement liées à un pendule conique. La coupe de la soupape, contenue dans cette boîte, se voit *fig.* 10, *Pl. LX*, en *a*. Elle est à la disposition du machiniste, qui peut la soulever plus ou moins.

b. Boîte de la soupape d'admission dite *top steam valve*, intermédiaire entre la soupape modératrice et le haut du cylindre. Cette boîte est en communication avec *a*, ainsi que l'indique la coupe verticale, *fig.* 10, *Pl. LX*, qui montre la forme de la soupape.

c. Boîte de la soupape d'équilibre, *equilibrium valve*. Elle est

placée à la partie supérieure d'un tuyau T, qui communique avec le bas, et est elle-même en communication avec le haut du cylindre. Lorsque la soupape qu'elle renferme est ouverte, les deux parties du cylindre séparées par le piston sont mises en communication par le tuyau T. La *fig.* 9, *Pl. LX*, est une coupe verticale de la boîte, de la soupape d'équilibre et du tuyau T.

E. Boîte de la soupape d'exhaustion, *exhaustion valve*; l'intérieur de cette boîte communique avec le bas du cylindre, et lorsque la soupape est ouverte, le bas du cylindre est mis en communication avec le condenseur H, par l'intermédiaire du tuyau T'. La *fig.* 11, *Pl. LX*, est une section verticale de la boîte et de la soupape qui y est contenue.

R R. Pompes à air. La machine en a deux, ainsi qu'on le voit sur le plan, *fig.* 2, *Pl. LIX.*

S. Portion de la maîtresse tige des pompes.

s. Tiges des pompes à air.

X. Pompe aspirante et foulante alimentaire.

s'. Tige de cette pompe.

Y. Tuyau aspirateur de la pompe X.

Z, Z. Bouts auxquels on adapte les tuyaux par lesquels l'eau foulée par le piston est conduite aux chaudières.

M. Mur antérieur du bâtiment de la machine, sur lequel est posé l'axe du balancier.

N. Massif de maçonnerie sur lequel le cylindre est posé et fixé, au moyen de longs boulons en fer qui traversent tout le massif.

C. Appareil, dit *cataracte*, au moyen duquel on règle, suivant le besoin, le nombre de coups de piston dans un temps donné.

A. Appendice fixé à l'extrémité du balancier, du côté de la tige du piston. Une traverse en bois ou en fer, fixée horizontalement à cet appendice, vient appuyer, quand le piston est tout près du point le plus bas de la course, sur deux pièces de bois B, posées sur les poutres, entre lesquelles joue le balancier. Ces pièces B font ressort, et préviennent un choc du piston contre le fond du cylindre. Le machiniste est averti par ce choc qu'il doit diminuer la quantité de vapeur admise à chaque coup de piston. Quelquefois la traverse horizontale, fixée à l'appendice A, vient ébranler une sonnette avant de toucher les pièces B. Quand cette sonnette n'est pas touchée, le machiniste est prévenu que le piston n'a pas parcouru, à la descente, la totalité de sa course.

Avant d'entreprendre la description détaillée du jeu de la machine et des mécanismes qui ouvrent et ferment les soupapes, il est néces-

saire d'indiquer la construction de celles-ci. Il faut pour cela se reporter aux *fig.* 9, 10 et 11, *Pl. LX*.

Détails des soupapes. — La soupape modératrice (*governor valve*), *fig.* 10, est une soupape à coquille ordinaire. Le tuyau à vapeur, venant des chaudières, s'embranche sur l'orifice 1, et pénètre dans la boîte *a* par une ouverture que l'on rend plus ou moins grande, en soulevant plus ou moins la soupape 2. De là la vapeur se répand dans la boîte *b* de la soupape d'admission 3; quand celle-ci est ouverte, elle la traverse et arrive dans le haut du cylindre par l'orifice 4. Un coup d'œil jeté sur les *fig.* 9, 10 et 11, fait voir que les trois soupapes d'*admission*, d'*équilibre* et d'*exhaustion* sont de même forme et ne diffèrent que par leurs dimensions. Il suffira donc d'en décrire une seule, la soupape d'exhaustion, *fig.* 11, par exemple, qui a de plus grandes dimensions que les autres. La *fig.* 12 est une section horizontale de cette soupape. Les tailles de gravure indiquent les parties de la boîte qui sont coupées. La soupape est entièrement en bronze, sauf la tige *t* qui est en fer forgé. Elle se compose de deux parties, l'une fixe *d*, l'autre *i i*, mobile et liée à la tige *t*. La partie *d* repose par son contour sur un siége poli, exactement rodé, où elle est fixée au moyen d'une traverse inférieure *k*, et de boulons *h*, *h*, terminés par un pas de vis qui s'engage dans un écrou en fer, noyé dans la partie inférieure de la traverse *k*. Elle a la forme d'un cylindre creux, terminé supérieurement par une surface plane, ouvert inférieurement, et dont le contour cylindrique est à *claire-voie*, c'est-à-dire qu'il est formé de petites portions de surfaces cylindriques, séparées par des intervalles vides d'une étendue plus grande. Les parties pleines ou *côtes* se lient supérieurement et inférieurement à deux anneaux complets, qui forment le rebord du fond supérieur du cylindre, et le contour par lequel il repose sur son siége. Afin de renforcer les parties pleines de la surface cylindrique, elles sont liées à des cloisons qui viennent converger suivant l'axe du cylindre. Les boulons *h*, *h*, sont cachés dans un vide cylindrique pratiqué dans deux de ces cloisons, renflées à cet effet. Il résulte de cette construction que, si la partie mobile était enlevée, la vapeur qui remplit la boîte E passerait librement par les ouvertures de la partie fixe.

La partie mobile *i i* est un solide creux de forme annulaire : elle est ouverte en haut et en bas. Elle tient à la tige *t* par deux traverses en croix, telles que *b b*, qui, ayant beaucoup de hauteur et peu de largeur, laissent un grand passage à la vapeur. Lorsqu'elle n'est pas soulevée, elle repose sur la pièce fixe par deux portions de surfaces coniques *s s*, *s's'*, qui viennent couvrir des surfaces égales, exac-

tement polies, sur les contours supérieur et inférieur de la partie fixe. Entre ces portions de surfaces coniques, dont l'étendue en largeur est très-petite, la partie mobile *i i* est renflée, de sorte que son contour intérieur ne touche le contour extérieur de la pièce fixe, que par les deux portions de surfaces coniques *ss*, *s's'*. Cela posé, quand la pièce mobile tombe sur la pièce fixe, et que les surfaces *s s*, *s's'* sont en contact avec leurs siéges, la vapeur qui est en E ne peut traverser la soupape; par conséquent, il n'y a point de communication entre le bas du cylindre et le condenseur. Mais si l'on soulève la pièce mobile, ainsi que l'indique la *fig.* 11, de manière que les surfaces coniques *s s*, *s's'* quittent leurs siéges, la vapeur pénètre aussitôt, par le haut de la pièce mobile, dans les renflements de cette pièce, d'où elle s'écoule à travers la surface à *claire-voie* de la partie fixe, tandis qu'elle pénètre directement dans l'intérieur de cette même partie fixe par les espaces vides que le bas de la pièce mobile *i i* a laissés à découvert en se soulevant.

La tige *t* traverse d'ailleurs le fond supérieur de la boîte E à travers une boîte à étoupes.

L'invention de ces soupapes est due à Hornblower, ingénieur très-habile du comté de Cornwall. Elles sont exclusivement employées dans les machines nouvelles d'épuisement; elles ont l'avantage d'ouvrir de très-larges passages à la vapeur, sans qu'il soit nécessaire d'employer, pour les soulever, malgré l'inégalité des pressions de la vapeur sur les deux faces, des contre-poids très-lourds. Elles ont été récemment appliquées par MM. Harvey et West, avec quelques modifications, aux pompes foulantes (*voy.* pages 212 et suiv.).

La *fig.* 8, *Pl. LX*, montre que le cylindre est placé dans une chemise ou cylindre-enveloppe; l'intervalle vide est en communication avec la chaudière, et entretenu plein de vapeur à la température de sa formation. Les fonds supérieur et inférieur du cylindre sont aussi recouverts par des doubles fonds. L'espace compris entre l'enveloppe et le cylindre est mis en communication avec la vapeur de la chaudière, par un tuyau qui débouche à la partie supérieure de cet espace. L'eau condensée dans l'enveloppe retourne à la chaudière par un tuyau partant de la partie inférieure de l'enveloppe, et qui débouche dans la chaudière, au dessous du niveau de l'eau. Les deux tuyaux sont tenus ouverts pendant tout le temps que la machine fonctionne. Le piston, qui est représenté coupé dans la *fig.* 8, est garni avec des tresses de chanvre, comprimées supérieurement à l'aide d'un cercle formé de segments courbés d'équerre et serrés

par des écrous, qui tournent sur des boulons recourbés, arrêtés dans l'épaisseur de la fonte.

Jeu de la machine. — Revenons aux *fig.* 1 et 2 *Pl. LIX*, pour expliquer le jeu de la machine; nous ferons d'abord abstraction de la soupape modératrice *a*, dont l'ouverture est constante.

La vapeur motrice agit sur le piston pour le faire descendre. Il soulève alors, par l'intermédiaire du balancier, la maîtresse tige des pompes. Pendant ce mouvement, la soupape d'exhaustion E est ouverte, de sorte que le bas du cylindre est en communication avec le condenseur. Lorsque le piston doit commencer à descendre, la soupape *b* d'admission de la vapeur est ouverte par l'action de la cataracte C. Le piston descend; lorqu'il a parcouru une fraction qui varie de 1/8 à 1/4 de sa course, la poutrelle P ferme la soupape d'admission, et le reste de la cour s'achève sous la pression décroissante de la vapeur qui se dilate; quand le piston est au bas de sa course, la poutrelle ferme la soupape d'exhaustion E, et ouvre la soupape d'équilibre *c*. Le poids de la maîtresse tige fait remonter le piston, qui est alors également pressé sur ses deux faces par la vapeur, en même temps qu'elle foule l'eau dans les tuyaux ascensionnels placés dans le puits. A la fin de l'ascension, la poutrelle P ferme la soupape d'équilibre, et le piston reste en repos jusqu'à ce que la cataracte vienne ouvrir successivement la soupape d'exhaustion et la soupape d'admission. Ainsi deux coups de piston successifs sont toujours séparés par un intervalle de repos, dont la durée peut être réglée à volonté, au moyen de la cataracte, ainsi que nous allons l'expliquer.

Cataracte. — Dans la *fig.* 1, le piston est au point le plus élevé de sa course, et toutes les soupapes sont fermées, excepté la soupape modératrice *a*. La cataracte C, *fig.* 1 et 2, se compose d'un petit corps de pompe *pp*, placé dans une bâche remplie d'eau. Dans ce corps joue un piston plein, dont la tige est liée à articulation avec un bras *l*, fixé sur un axe horizontal NN. Au même axe sont fixés, d'une part, une masse en fer M. placée à l'extrémité d'un bras de levier assez long, et qui peut d'ailleurs être éloignée ou rapprochée de l'axe; d'autre part, un long levier L qui vient raser la partie antérieure de la poutrelle P, et qui est pressé de haut en bas par le tasseau Q fixé à cette poutrelle, lorsque celle-ci descend; enfin un bras *l'*, également fixé à l'axe NN, est lié à une longue tige verticale en fer forgé, qui se projette verticalement derrière la poutrelle, et horizontalement sous les pièces *y* et *y'*, de sorte qu'elle ne peut pas être vue dans le dessin. Cette tige, guidée dans des coulisses fixées aux pièces de la machine, soulève en remontant: 1° la piece *y*, *fig.* 1, qui tourne autour d'un

axe horizontal α; 2° la pièce y', qui tourne autour d'un axe horizontal α'. Lorsque la pièce Q, dans la descente de la poutrelle, vient presser le levier L, la tige soutenue par le levier l' s'abaisse, le piston de la cataracte s'élève ainsi que la masse M. Le piston aspire l'eau de la bâche qui traverse une valve logée dans le tuyau horizontal adapté à la partie inférieure du corps de pompe, laquelle valve s'ouvre de dehors en dedans. Quand la poutrelle se relève, la masse M exerce, par l'intermédiaire du piston de la cataracte, une pression sur l'eau qui s'est introduite. Celle-ci, ne pouvant plus traverser la soupape d'introduction, sort par une ouverture latérale munie d'un robinet que l'on ouvre plus ou moins, suivant qu'on veut que le piston descende avec plus ou moins de rapidité. A mesure que le piston descend, le levier l' soulève la tige verticale qui, dans son mouvement ascensionnel, vient soulever d'abord la pièce y, et quelques secondes après la pièce y'. C'est au moment où cette dernière est soulevée que la vapeur de la chaudière est introduite sur le piston, qui commence alors à descendre. Quelques secondes auparavant, la cataracte, en soulevant la pièce y, avait décroché la soupape d'exhaustion, et ouvert une issue, vers le condenseur, à la vapeur qui remplissait le cylindre et qui avait servi au précédent coup de piston.

On voit d'après cela que, si l'on veut que les coups de piston de la machine se succèdent sans intervalle de repos, il faudra régler l'ouverture du robinet de la cataracte, de façon à ce que la tige verticale qu'elle fait mouvoir soulève la pièce y immédiatement après que le piston sera remonté au haut de sa course. Si au contraire on n'a besoin que d'un petit nombre de coups de piston dans un temps donné, on fermera davantage le robinet de la cataracte ; les intervalles de repos entre deux coups de piston consécutifs sont ainsi réglés à volonté.

Jeu des soupapes. — Le jeu des soupapes est maintenant facile à expliquer. La tige verticale de la cataracte, en s'élevant, soulève d'abord la pièce y, *fig.* 1 ; elle décroche ainsi un contre-poids suspendu à la tige τ. L'axe horizontal sur lequel est fixé le manche m, *fig.* 1 et 2, tourne, et la soupape d'exhaustion est soulevée par l'intermédiaire des tringles assemblées à articulation λ_1, λ_2, λ_3, de l'axe ν, et du levier à fourchette ou à étrier φ fixé sur cet axe. La vapeur qui remplit le cylindre est alors condensée, mais le piston ne descend encore que de quelques centimètres. La tige de la cataracte, continuant à s'élever, vient bientôt après soulever la pièce y' et décroche ainsi le contre-poids suspendu à la tige τ'. L'axe horizontal $\mu\mu$, *fig.* 2, sur lequel sont fixées deux pièces de fer recourbées $\sigma\sigma$, *fig.* 1, qui em-

brassent entre elles deux la poutrelle P, tourne et soulève la soupape d'admission par l'intermédiaire des tringles assemblées à articulation λ'_1, λ'_2, λ'_3, de l'axe horizontal μ' et du levier φ', *fig.* 2. Alors le piston descend pressé par la vapeur de la chaudière. Remarquons que les pièces $\sigma\sigma$, *fig.* 1, entraînées par l'axe $\mu\mu$, *fig.* 2, qui a fait un quart de révolution, sont alors dans une position rectangulaire à celle qu'indique la figure; elles embrassent la poutrelle P qui descend en même temps que le piston.

Lorsque celui-ci a parcouru de 1/8 à 1/4 de sa course, les tasseaux *t*, *fig.* 1, fixés des deux côtés de la poutrelle, viennent appuyer sur les pièces $\sigma\sigma$, et ferment la soupape d'admission en relevant le contre-poids suspendu à la tige τ'. Les pièces $\sigma\sigma$ s'appliquent, pendant que la poutrelle descend, contre les faces postérieures des longs tasseaux *t*, de sorte que ceux-ci maintiennent la soupape fermée jusqu'à ce que la pièce Q ait assez abaissé le levier L, pour faire descendre la tige verticale de la cataracte, et permettre ainsi à la pièce y', qui reposait sur le bout de cette tige, de reprendre la position horizontale qu'elle a dans la *fig.* 1, et d'accrocher le contre-poids au moyen de l'arrêt ou came γ'.

Le piston continue alors à descendre pressé par la vapeur qui se détend. Quand il est près d'arriver au bas de sa course, le tasseau *t'*, fixé à la poutrelle, vient percer le manche *m* qui est alors relevé, le ramène à la position de la *fig.* 1, ferme la soupape d'exhaustion, et accroche le contre-poids τ à la pièce *y* par le moyen de l'arrêt ou came γ. En même temps, une came adaptée au même axe que le manche *m* décroche par un mécanisme qui n'est point représenté dans le dessin, mais qui est analogue à ceux du même genre adaptés aux machines ordinaires à soupapes, le contre-poids suspendu à l'extrémité de la tige τ''. L'action de ce contre-poids fait tourner l'axe $\mu''\mu''$ auquel est fixé le manche *n*. Cet axe, en tournant, soulève, par l'intermédiaire des tringles assemblées à articulation λ''_1, λ''_2, λ''_3, de de l'axe horizontal $\nu'\nu'$ et du levier φ'', la soupape d'équilibre. Alors le piston remonte entraîné par le poids de la maîtresse tige. Quand il est près d'arriver au point le plus haut de sa course, le tasseau *t''* relève le manche *n*, le ramène à la position indiquée dans la *fig.* 1, et ferme ainsi la soupape d'équilibre. La vitesse du piston est détruite par la compression de la vapeur entre sa face supérieure et le couvercle du cylindre, et ce piston demeure au repos dans la position où les dessins le représentent, toutes les soupapes étant fermées, jusqu'à ce que la tige verticale, soulevée par la cataracte, ouvre de nouveau la soupape d'exhaustion, et ensuite la soupape d'admission.

Moyens de régler la dépense de vapeur. — Le machiniste qui, par la cataracte, peut faire varier l'intervalle entre deux coups de piston consécutifs, peut encore, en faisant couler le long de la tige les tasseaux *t*, augmenter ou diminuer la partie de la course du piston pendant laquelle la vapeur est admise en plein. La position de ces tasseaux doit être fixée de manière que la pièce transversale, placée au dessus du balancier, vienne à chaque coup de piston toucher sans choc les pièces élastiques B, ce qui arrive un peu avant que le piston touche le fond du cylindre. Le machiniste peut encore, sans changer la fraction de la course après laquelle la soupape d'admission est fermée, augmenter ou diminuer la dépense de vapeur en ouvrant plus ou moins la soupape modératrice, ce qui s'exécute facilement au moyen de la tige verticale *d* qu'il fait monter ou descendre à l'aide de vis et d'écrous *e*, *j*. Le bout de cette tige soulève le levier *k*, et par suite la tige *f* de la soupape *a* par l'intermédiaire de l'axe horizontal *ii* et du levier *o* fixé à cet axe. C'est toujours à l'aide de cette soupape que le machiniste règle le mouvement de la machine pendant la durée du travail. Il doit être très-attentif à ne pas admettre trop de vapeur; car il est arrivé plusieurs fois que le piston, conservant encore une vitesse considérable à la fin de sa course descendante, a brisé par un choc violent le fond du cylindre.

Pression de la vapeur. — La pression de la vapeur dans les chaudières est à peu près de 1k.,75 par centimètre carré au dessus de la pression atmosphérique, cela correspond à 2 atmosphères 3/4. Pour éviter les déperditions de chaleur, la machine est enveloppée dans un étui ou cylindre-enveloppe en bois, qui laisse entre lui et la chemise en fonte un espace annulaire de 30 centimètres d'épaisseur, lequel est entièrement rempli de sciure de bois. Le couvercle du cylindre est recouvert d'une couche de même matière, et les tuyaux en fonte qui conduisent la vapeur sont aussi renfermés dans des caisses carrées qui en sont remplies. Il résulte de là qu'il y a très-peu de chaleur perdue, et la température n'est pas beaucoup plus élevée dans la chambre de la machine qu'elle ne le serait dans un appartement habité.

Dimensions principales. — La levée du piston de la machine est de 11 pieds anglais (3m,355). Il est lié à la maîtresse tige par un balancier en fonte pesant 25,000 kilog., et dont les deux bras sont de longueur inégale ; celui auquel est attaché le piston de la machine a 18 pieds 9 pouces (5m,71), tandis que l'autre, auquel est suspendue la maîtresse tige, n'a que 14 pieds (4m,27). Il en résulte que la levée de la maîtresse tige et la course des pistons des pompes n'est que de

8 pieds 2 pouces (2m,489). Mesurée directement, elle est de 8 pieds (2m,458).

Les tuyaux et les soupapes présentent à la vapeur des passages très-larges : ainsi le tuyau qui va au condenseur a 2 pieds (0m,61), et celui qui établit la communication entre le dessus et le dessous du piston, 18 pouces (0m,46) de diamètre intérieur. Les diamètres des soupapes d'exhaustion et d'équilibre sont respectivement égaux à ceux des tuyaux. Quant à la section de la soupape qui admet la vapeur dans le cylindre, elle est beaucoup moindre, et seulement égale à un cercle de 10 pouces (0m,254) de diamètre. Le passage de la vapeur est encore rétréci à volonté par la valve modératrice manœuvrée par le chauffeur.

L'ouverture des soupapes n'exige pas beaucoup de force, malgré leurs grandes dimensions. Il suffit, en effet, pour soulever le manchon-enveloppe, de vaincre la pression de la vapeur sur une surface annulaire ayant à peu près un pouce de largeur, et dont le diamètre intérieur est celui du passage qui sera ouvert à la vapeur. Ainsi, dans la soupape d'exhaustion, l'anneau sur lequel s'exerce la pression à vaincre n'a que 75 pouces carrés de superficie, tandis que le passage ouvert à la vapeur a 452 pouces carrés. La soupape d'exhaustion est ouverte un peu avant que la vapeur soit admise sur le piston, afin de donner à la vapeur dont la partie inférieure du cylindre est rempli, le temps de s'écouler au condenseur.

Pompes à air. — Les pistons des deux pompes à air ont 27 pouces (0m,69) de diamètre. La longueur de leur course est de 6 pieds (1m,83). Ils sont creux et construits dans le même genre que les pistons creux des pompes élévatoires des mines. Les valves ne peuvent pas être faites en cuir, qui serait détruit très-promptement par l'action de l'eau chaude. Elles sont formées d'une toile à tissu très-serré. On coupe dans cette toile des rondelles du diamètre convenable, et on en coud douze ensemble avec de fortes ficelles ; dans le centre du disque ainsi composé, on découpe l'ouverture rectangulaire qui laisse passer la tige du piston ; on coud les douze doubles de toile tout autour de cette ouverture. On cloue ensuite sur les deux faces de chaque valve des plaques de tôle, de la même manière qu'on le fait sur les valves en cuir des pompes élévatoires. Les garnitures des pistons sont en toile semblable, et ajustées comme le sont les garnitures en cuir sur les pistons des pompes élévatoires.

Vide du condenseur. — Le vide est très-bien exécuté par ces pompes à air ; car toutes les fois que j'ai visité la machine, j'ai trouvé que le mercure était élevé, dans le tube barométrique communiquant

par la partie supérieure avec le condenseur, à une hauteur de 28 pouces anglais au dessus de son niveau dans la cuvette, et lorsque la soupape d'exhaustion s'ouvrait, le mercure ne descendait guère qu'à 27 pouces. La pression dans le condenseur variait donc de 1/10 à 1/15 d'atmosphère. On peut remarquer que les pistons des pompes à air commencent à s'élever presque aussitôt après l'ouverture de cette soupape.

Compteur. — Un compteur, mu par une tringle adaptée en un point du balancier, indique le nombre de coups de piston.

Résultats observés. Vitesse des pistons. — Le nombre de coups de piston, dans un temps donné, est réglé d'après l'affluence des eaux à épuiser, et la dépense de combustible demeure à peu près proportionnelle au nombre de coups de piston. Le jour de ma visite, les eaux étaient peu abondantes, et la machine marchait avec beaucoup de lenteur. Une seule chaudière fournissait de la vapeur. La tension dans la chaudière surpassait la pression atmosphérique d'environ 1kil.,75 par centimètre carré. La vapeur n'était admise sur le piston que pendant le premier huitième de sa course ; le piston employait 2 secondes 1/2 à descendre, en soulevant la maîtresse tige et les pistons des pompes foulantes, ce qui donne une vitesse moyenne de $\frac{11}{2\frac{1}{2}} = 4{,}4$ pieds anglais (1m,34) par seconde, pour le piston de la machine, et de 0m,08 pour les pistons des pompes.

La maîtresse tige employait ensuite 5 secondes 1/2 à descendre, en foulant l'eau dans les tuyaux ascensionnels. Cela correspond à une vitesse de $\frac{8}{5\frac{1}{2}} = 1{,}45$ pied anglais (0m,44) par seconde. Ainsi la durée complète d'une oscillation du piston était de 8 secondes. A ce taux, le nombre de levées par minute ne pouvait pas excéder 7 1/2. Si l'on voulait travailler la machine plus vite, il faudrait diminuer les contrepoids qui équilibrent la maîtresse tige, afin que celle-ci descendît plus vite ; mais alors on serait obligé d'admettre la vapeur pendant une plus grande partie de la course du piston, sans quoi celui-ci ne parcourrait pas la longueur totale du cylindre. On voit comment une augmentation de vitesse de la machine requiert une plus grande dépense de vapeur par coup de piston.

Mais loin d'avoir besoin de plus de 7 levées 1/2 par minute pour extraire toute l'eau du puits, il n'était pas même nécessaire, à l'époque où j'étais sur les lieux, d'en avoir autant. On laissait donc, entre deux coups de piston consécutifs, un intervalle réglé par le jeu de la cataracte qui était de 30 secondes. Le piston, arrivé au sommet de sa

course, y demeurait immobile pendant une demi-minute, après quoi la tige de la cataracte venant décrocher le contre-poids de la soupape d'admission, une nouvelle course recommençait.

Relevé du travail. — Voici le relevé du travail utile de la machine marchant de la manière que je viens d'indiquer, pendant le commencement de juillet 1835 :

Date.	Houille consommée en bushels dont chacun pèse 84 lbs. ou 38 kil. 066.	Nombre total de levées du piston.	Nombre de levées par minute.	*Duty* ou travail utile exprimé en millions de livres avoir-du-poids élevées à un pied de hauteur par bushel de houille brûlée.	Travail utile exprimé en tonnes métriques élevées à un mètre de hauteur pour chaque kil. de houille brûlée.
Nº 1.	Nº 2.	Nº 3.	Nº 4.	Nº 5.	Nº 6.
Juillet.					
1	22	2560	1,77	59,3	215,2
2	22	2462	1,70	57,0	206,8
3	23	2437	1,69	54,0	195,9
4	22	2340	1,62	54,3	197,0
5					
6	60	6479	1,48	53,7	194,9
7					
8	22	2723	1.89	63,1	229,0
9	21 1/2	2461	1.86	58,3	211,5
10	23 1/2	2893	2.00	62,7	227,5
11	25 1/2	2856	1,77	55,4	201,0

Les nombres de la 6e colonne s'obtiennent en multipliant ceux de la 5e par le nombre 3.6285.

Le nombre de coups de piston est indiqué par le compteur de la machine, qui a cinq cadrans. L'aiguille du cadran nº 1 avance d'une division du limbe pour chaque coup de piston, celle du cadran nº 2 avance d'une division à chaque révolution complète de l'aiguille du cadran nº 1, celle du cadran nº 3 d'une division à chaque révolution complète du cadran nº 2, etc., ainsi de suite.

Quant à la quantité d'eau élevée, on obtient son volume en multipliant la surface circulaire de chaque piston par la longueur de la levée, qui est égale à celle de la maîtresse tige exprimée en pieds, et par le nombre de coups de piston.

Multipliant ensuite le produit relatif à chaque piston par la hauteur de la colonne à laquelle il appartient exprimée en pieds, et par le poids de l'unité de volume d'eau en *livres avoir-du-poids*, ajoutant

tous ces produits ensemble, on a le travail total. On obtient le *duty* exprimé dans la 5e colonne en millions de livres avoir-du-poids élevées à un pied de hauteur par chaque bushel de houille, en divisant par le nombre de bushels et par 1.000.000 la somme des produits. Le résultat ainsi obtenu est donc toujours trop élevé, à cause des pertes d'eau inévitables dans le jeu des pompes dont on ne tient pas compte. Il est surtout beaucoup trop élevé dans le cas où les pompes inférieures, soit par suite du diamètre trop petit de leurs pistons, soit parce qu'elles ne sont pas en très-bon état ou que l'eau manque, n'alimentent pas suffisamment les bâches dans lesquelles puisent les pompes supérieures.

Mais il n'en était pas ainsi dans la ligne de pompes sur laquelle nous venons de donner des détails étendus. Je me suis, en effet, assuré, par un examen attentif, que toutes les pompes étaient en très-bon état, et qu'aucune n'aspirait de l'air. Les clapets retenaient aussi l'eau très-exactement : car le niveau de l'eau ne s'abaissait pas, dans les colonnes ascensionnelles, pendant l'intervalle d'une demi-minute qui séparait deux coups de pistons consécutifs. Des observations faites depuis sur des machines analogues, en jaugeant directement l'eau élevée, ne me permettent pas de douter que le déchet des pompes ne fût une très-petite fraction, 1/10 au plus du volume d'eau calculé.

Avantages des machines du Cornwall. Règles de leur établissement.—On voit par la description précédente que la machine à simple effet du Cornwall se prête parfaitement aux diverses circonstances que présente l'épuisement des eaux d'une mine. Le nombre de coups de piston peut être proportionné au volume des eaux à épuiser, volume qui varie fréquemment entre des limites très-étendues suivant les saisons. La dépense de vapeur demeure à peu près proportionnelle au nombre de coups de piston, et le machiniste règle la production de vapeur, en mettant en activité un nombre variable des chaudières établies auprès de la machine, et en poussant le feu, avec plus ou moins de vivacité, sous les chaudières qui fonctionnent. Plus la détente de la vapeur est étendue, et plus la dépense de vapeur et par suite de combustible est petite pour un même travail utile.

Lorsque l'on établit une machine d'épuisement, il convient, dans la prévision d'une augmentation du volume des eaux affluentes dans la mine, de donner aux pistons des pompes d'épuisement un calibre suffisant pour que les eaux, même aux époques où elles sont le plus abondantes, puissent être épuisées, sans que les pompes soient continuellement en jeu. On peut par exemple faire en sorte que les intervalles de repos entre les coups de piston consécutifs soient encore le

quart du temps total, quand l'affluence des eaux est à son maximum. Quant à la machine à vapeur, on doit lui donner d'assez fortes dimensions pour que les pompes puissent être mises en jeu, en n'admettant la vapeur motrice que pendant 1/6 au plus de la course du piston, la tension de la vapeur dans les chaudières demeurant limitée à 3 at. ou 3 at 1/2.

A mesure que les travaux souterrains prendront plus d'étendue, l'affluence des eaux augmentera nécessairement. On fera face à ce surcroît de travail de la machine, en diminuant les intervalles de repos entre deux coups de piston consécutifs. Plus tard, lorsque le puits d'épuisement aura été approfondi et qu'il deviendra nécessaire d'ajouter de nouvelles pompes et d'élever les eaux d'un niveau plus bas, il suffira, pour augmenter la puissance de la machine, d'admettre la vapeur de la chaudière pendant une partie plus étendue de la course du piston, en ajoutant au besoin une chaudière nouvelle, si celles qui existent ne suffisent pas pour produire la quantité de vapeur nécessaire. Enfin, comme dernière ressource, on augmentera la vitesse moyenne des pistons des pompes; mais pour cela il faudra surtout augmenter l'excès du poids de l'attirail des tiges, sur celui des colonnes d'eau qui sont foulées par les pistons, afin que ceux-ci descendent plus vite; or, l'augmentation du poids de l'attirail des maîtresses tiges est évidemment une cause immédiate de diminution du travail utile réalisé, pour un même travail moteur.

Notions générales sur les machines à vapeur.—Les notions sur le mode d'action de la vapeur dans les machines, sont aujourd'hui d'une si grande importance dans tous les genres d'industrie, et surtout dans l'exploitation des mines, que leur exposition succincte me paraît rentrer dans le cadre de cet ouvrage. Ces notions sont fondées d'abord sur les propriétés de la vapeur aqueuse qui ont pu être déterminées par des expériences spéciales des physiciens, et ensuite sur l'observation directe des machines à vapeur elles-mêmes.

Indicateur de Watt, modifié par Mac-Naught et autres. — Les tensions de la vapeur variables avec la position du piston dans le cylindre d'une machine, peuvent être accusées avec une assez grande exactitude au moyen d'un instrument très-simple dont la première idée paraît être due à Watt, et qui est connu en Angleterre sous le le nom d'*indicateur* de Watt ou de Mac-Naught. Il consiste essentiellement en un petit cylindre alésé, calibré avec beaucoup de soin à un diamètre donné, et dans lequel se meut un piston qui est pressé en dessus par un ressort d'acier à boudin. A la tige du piston est fixé un bras terminé par une douille dans laquelle on place un crayon. La

pointe du crayon s'appuie sur une feuille de papier placée dans un châssis ou enroulée autour d'un cylindre. L'instrument est vissé sur le fond du cylindre de la machine. Le dessous du piston de l'indicateur étant mis en communication avec le cylindre de la machine à vapeur, supporte la pression de la vapeur qui s'y trouve. Le piston s'élève ou s'abaisse ; le ressort à boudin est comprimé ou étendu suivant que la pression dans le cylindre est supérieure ou inférieure à la pression atmosphérique. Le piston de l'indicateur suit en conséquence les variations de pression. Pendant ce temps le châssis ou le cylindre portant la feuille de papier est entraîné par le mouvement du piston de la machine, et la pointe du crayon laisse sur la feuille la trace des positions successives du piston de l'indicateur. Le diagramme relevé fait ainsi connaître les pressions de la vapeur correspondantes aux positions successives du piston de la machine, et l'on peut en déduire la quantité de travail moteur ou résistant transmis à ce dernier piston. Les *fig.* 1 à 6, *Pl. LXI*, représentent l'indicateur tel qu'il est habituellement construit en Angleterre, avec quelques modifications que j'y ai apportées pour le rendre applicable à toute espèce de machine à vapeur, en faciliter la mise en place et l'usage.

La *fig.* 1 est une élévation de l'instrument, la *fig.* 3 une section horizontale suivant la ligne brisée A B de l'élévation, la *fig.* 2 une section verticale suivant C D de la *fig.* 3, la *fig.* 4 une section suivant l'axe de la poulie O, la *fig.* 5 une section et un plan du manchon rapporté autour de l'axe de cette poulie. La *fig.* 6 représente l'instrument mis en place sur le fond supérieur du cylindre d'une machine. Les mêmes lettres indiquent les mêmes objets dans les diverses figures.

D *fig.* 2 est le piston de l'indicateur mobile dans le cylindre alésé E, dont le diamètre est exactement de 11$^{mill.}$,8, afin que sa section soit d'un centimètre carré. A, cylindre qui enveloppe l'instrument, et dont le couvercle H porte à son centre une tubulure C qui sert de guide à la tige B du piston. G, ressort à boudin attaché par un bout à un disque I vissé sur la tige B, et par l'autre bout au couvercle H du cylindre enveloppe. Ce ressort est comprimé, quand l'index solidaire avec la tige s'élève au dessus, et étendu quand cet index s'abaisse au dessous du 0 de l'échelle qui correspond à une tension nulle du ressort.

J, robinet adapté dans une pièce F percée d'un canal d'un diamèun peu plus petit que celui du piston D. La pièce F se visse sous le cylindre E par son extrémité supérieure. Par l'autre extrémité, elle se visse, soit directement sur le trou du robinet à graisse, soit sur

une pièce en cuivre vissée elle-même sur le fond du cylindre, et terminée par une douille taraudée. Cette dernière doit être aussi munie d'un robinet, afin qu'on puisse enlever et remettre en place l'instrument, sans arrêter le jeu de la machine.

Z, *fig.* 1 et 3, crayon placé dans une douille *d* située à l'extrémité d'un bras, mobile autour d'une goupille verticale *x* qui le réunit à une pièce *y* fixée sur la tige B du piston. Le crayon participe ainsi au mouvement de la tige et du piston, s'élève et s'abaisse avec ce dernier. Un petit ressort *e* appliqué sur le dos du bras terminé par la douille et que l'on peut tendre plus ou moins au moyen d'une vis, presse la pointe du crayon sur la feuille de papier enroulée autour du cylindre latéral K, *fig.* 1 et 2.

A', *fig.* 1, fente longitudinale ménagée dans la paroi du cylindre enveloppe, pour laisser passer l'appendice qui porte la douille *d* portant le crayon Z. C', échelle divisée en atmosphères et dixièmes d'atmosphère, appliquées sur les bords de la fente. Pour diviser cette échelle, après l'avoir fixée à l'instrument au moyen des vis *vv'*, on fait le trait portant le numéro 0 au point où se trouve l'index fixé à la tige, lorsque le ressort n'est point tendu. On suspend ensuite un poids de 1$^{kilogr.}$,033, à l'anneau qui termine la tige. L'instrument étant placé dans une situation verticale et renversée, le point où arrive l'index correspond à la pression d'une atmosphère ou 1$^{kilogr.}$,033, par centimètre carré sur le piston D. Ce point est marqué 10 sur la figure, parce que chaque division de l'échelle C' correspond à un dixième d'atmosphère pris pour unité.

On détermine de même les divisions 20, 30, 40, 50, etc. Pour la division — 10, qui correspondrait au vide absolu sous le piston, il faut étendre le ressort en poussant la tige du piston avec une force de 1$^{kilog.}$,033. Les divisions ainsi obtenues sont sensiblement égales entre elles, parce que les allongements ou raccourcissements du ressort à boudin sont à très-peu près proportionnels aux forces qui les produisent.

K, cylindre mobile placé latéralement au cylindre A et autour duquel on roule la feuille de papier qui reçoit l'empreinte du crayon.

L, support sur lequel est établi le cylindre K. N, collier faisant corps avec le support L et servant à le fixer au cylindre A. Toute la partie de l'instrument solidaire avec le collier N peut donc tourner comme on veut autour de l'axe du piston D et des cylindres E et A.

Le cylindre K est posé sur un socle S solidaire avec le manchon V, *fig.* 2, adapté sur l'axe X autour duquel il peut tourner.

U est une barillet faisant corps avec le manchon V et le socle S du cylindre K. Il contient un fort ressort en spirale attaché par une de ses extrémités à l'axe X, par l'autre extrémité à la paroi cylindrique du barillet. Ce ressort tend à ramener le socle et le cylindre K, et tient tendus les cordons T et P, lors du mouvement rétrograde du piston de la machine à vapeur, *fig.* 1, 3 et 6. L'axe X est fixé sur le support du cylindre K faisant corps avec L, par un écrou Q qui serre l'embase Z contre la plate-forme du support. Il est terminé en haut par un carré Y sur lequel on peut appliquer une clef, pour monter à volonté le ressort. Il faut dans ce cas desserrer l'écrou Q; le cylindre ne peut tourner, parce qu'il est retenu par le cordon T, *fig.* 3. Le socle mobile S porte sur son contour une gorge qui reçoit le cordon T, qui fait le tour entier du socle dans cette gorge, passe dans un trou ménagé dans le métal et est amarré au socle au moyen d'un nœud fait à son extrémité. La seconde extrémité de ce cordon s'enveloppe sur un manchon S' fixé sur l'axe R d'une poulie ou plutôt d'un petit tambour O dont la périphérie est creusée en hélice, pour recevoir un second cordon P dont l'extrémité est attachée à la partie supérieure de la tige du piston de la machine à vapeur, par l'intermédiaire d'un appendice *q*, *fig.* 6, que l'on attache à cette tige, quand elle ne porte pas une traverse ou autre chose qui puisse en tenir lieu.

Le socle S est entouré d'un cylindre M qui protége le cordon T, le maintient dans la gorge du socle, et qui est échancré pour le laisser passer. Le tambour O est aussi enveloppé d'un manteau cylindrique échancré pour laisser passer le cordon P.

b b, pinces faisant ressort appliquées extérieurement contre le cylindre K, et servant à fixer la feuille de papier *c* que l'on plie autour de ce cylindre, pour recevoir la trace du crayon.

Mise en place et usage de l'indicateur. — Pour se servir de cet instrument, on visse la pièce F sur la monture du robinet à graisse ou sur la pièce préparée exprès pour la recevoir, et qui est déjà vissée sur le couvercle du cylindre de la machine à vapeur. On fait tourner le collier N et le support L autour de l'axe du cylindrique A, de manière à ce que la pointe du crayon Z puisse se rabattre sur la surface du cylindre K. Le cordon T est tendu par l'action du ressort en spirale contenu dans le barillet. On termine le cordon P par un petit crochet. On a attaché à la pièce *q* fixée à la tige du piston un anneau tenant à cordon dans lequel on puisse engager facilement le crochet qui termine le cordon P. Le robinet J étant encore fermé, l'instrument est isolé du cylindre de la machine à vapeur. Si on engage le cro-

chet qui termine le cordon P dans l'anneau fixé à l'appendice *q*, *fig.* 6, le piston, en s'élevant, développera le cordon P et fera tourner le tambour O. L'axe R de celui-ci entraînera le manchon S′ autour duquel s'enveloppera le cordon T, en entraînant la rotation du socle S et du cylindre K. La vitesse du cylindre K sera donc toujours à la vitesse d'ascension du piston, dans le rapport du rayon du tambour O au rayon du manchon S′. Ce dernier rayon doit être tel que le cylindre K, autour de la base duquel le cordon T fait une seule révolution, puisse suivre le mouvement ce qui exige que le cylindre K fasse un peu moins d'une révolution, pour une excursion complète du piston de la machine à vapeur. Il est bon d'ailleurs que la révolution du cylindre K soit à peu près complète à chaque coup de piston. C'est pourquoi on a plusieurs manchons S′ de différents calibres que l'on ajuste sur l'axe R du tambour O, suivant que la course du piston de la machine à laquelle on applique l'instrument est plus ou moins grande. Quand le piston de la machine à vapeur redescend et s'enfonce dans le cylindre, l'action du ressort en spirale contenu dans le barillet U tient les cordons P et T tendus, pendant le mouvement rétrograde du cylindre et du tambour. Le cylindre K prend donc encore des vitesses proportionnelles à celles du piston.

Cela posé, on enlève le cylindre K qui est amovible. On l'entoure d'une feuille de papier dont on engage les bords sous les lames élastiques *b*, *b*. On replace le cylindre K recouvert de la feuille de papier *c* sur son socle, en le tournant de manière à ce que la pointe du crayon Z rabattue tombe en arrière et tout près de la position qu'occupera la lame élastique postérieure *b*, lorsque le piston de la machine sera au point le plus bas de sa course. On attache alors le crochet du cordon P au piston, de manière à ce que celui-ci entraîne dans son mouvement la rotation du tambour O et du cylindre K. On rabat le crayon sur la feuille de papier *c*, sans ouvrir le robinet J. Le crayon restant immobile, trace sur la feuille de papier qui tourne sous sa pointe, une circonférence de cercle qui deviendra une ligne droite, lorsque la feuille de papier sera développée sur un plan. Cette ligne tracée, on relève le crayon ; on ouvre ensuite le robinet J. La vapeur contenue dans le cylindre de la machine arrive dans le cylindre E de l'indicateur ; le piston D monte ou descend dans ce cylindre, en suivant les variations de tension de la vapeur. Mais le premier effet est une condensation de la vapeur, et un crachement d'eau qui ne cesse que quand le cylindre E et le piston O ont repris la température de la vapeur. On essuie alors l'instrument, s'il a été sali. S'il est bien exécuté, le piston D, qui est métallique et sans gar-

niture, tient très-bien la vapeur sans *gripper*. Tout est prêt alors pour commencer une observation. On saisit pour cela le moment où le piston du cylindre à vapeur est à l'une des extrémités de sa course, à un point mort. On rabat le crayon Z sur la feuille de papier *c*, et on laisse les choses en cet état au moins pendant une oscillation complète du piston de la machine, la montée et la descente. La pointe du crayon trace évidemment sur la feuille de papier une courbe fermée. Si la machine a une marche régulière, on peut laisser le crayon appuyé sur la feuille pendant sept ou huit excursions doubles du piston. Les courbes tracées se confondent et se recouvrent presque exactement. Enfin, quand on le juge à propos, on relève le crayon, sans arrêter d'ailleurs le jeu de l'appareil. Puis on dégage le crochet qui termine le cordon P, de l'anneau où il est engagé, ce qui interrompt la communication de mouvement entre le cylindre K et le piston de la machine; on enlève le cylindre K. On ôte la feuille de papier sur laquelle est tracée la courbe; on en met une autre à la place, et tout se trouve préparé pour recommencer une nouvelle expérience.

L'aire des diagrammes donne la mesure du travail moteur transmis au piston d'une machine à double effet.—Les diagrammes tracés sur le papier sont des courbes fermées, comprises entre deux lignes parallèles entre elles et perpendiculaires à la ligne des tensions nulles ou ligne *atmosphérique* que le crayon a tracée, lorsque le cylindre de l'indicateur était isolé du cylindre de la machine par la fermeture du robinet J. La distance de ces deux lignes, formant toujours la plus grande longueur du diagramme, représente la course du piston; les abscisses comptées sur la ligne atmosphérique, à partir de l'une ou l'autre des tangentes extrêmes, sont proportionnelles aux espaces décrits par le piston en montant ou en descendant, comptés à partir de l'origine de sa course. Les ordonnées de la courbe correspondante, comptées à partir de la ligne atmosphérique, indiquent, à l'échelle de l'indicateur, les excès de la pression de la vapeur sur la pression atmosphérique, ou les excès de la pression atmosphérique sur celle de la vapeur contenue dans le cylindre, suivant que ces ordonnées sont en dessus ou en dessous de la ligne atmosphérique. Les *fig.* 7 et 8 sont deux diagrammes que j'ai relevés avec l'indicateur décrit ci-dessus, sur une machine à vapeur à détente et à condenseur, établie au Pecq, et qui fait mouvoir deux pompes foulantes pour élever les eaux de la Seine dans le réservoir de la ville de Saint-Germain. L'indicateur était placé sur le couvercle supérieur de la machine. Dans l'un et l'autre diagramme, AB est la ligne atmosphérique. La partie supérieure de la courbe comprise entre les points de contact de cette

courbe et des perpendiculaires LM et L'M' à AB, correspond à la course descendante du piston de la machine à vapeur, lorsqu'il était pressé par la vapeur motrice. La partie de la courbe inférieure à ces mêmes points de contact, correspond à l'excursion du piston en sens contraire, pendant laquelle la partie du cylindre mise en relation avec l'indicateur communiquait avec le condenseur.

Correction de l'influence de la tige du piston. — Le diagramme accuse donc les pressions de la vapeur sur la face supérieure du piston de la machine. Si ces pressions se succèdent dans le même ordre et de la même manière sur la face inférieure, et il en doit être à peu près ainsi dans une machine à double effet, quand la distribution de la vapeur s'y fait symétriquement dans le haut et dans le bas du cylindre, on pourra admettre que la partie inférieure du diagramme donne les pressions qui ont lieu sur la face inférieure du piston, pendant la course descendante; seulement, pour avoir les pressions qui ont lieu aux mêmes instants sur les deux faces, il faudra supposer que la courbe inférieure est retournée bout pour bout, de manière à ce que la partie B de celle-ci vienne en A et *vice versâ*. Si ce retournement était fait, la longueur d'une ordonnée, terminée de part et d'autre à la courbe, serait, à l'échelle de l'indicateur, la mesure de la différence des pressions sur les deux faces du piston, c'est-à-dire de la pression *motrice*, et, par suite, l'aire du diagramme calculée en comptant les abscisses à une échelle donnée par le rapport de la ligne AB à l'excursion du piston, et les ordonnées à l'échelle de l'indicateur, serait proportionnelle au travail moteur transmis au piston pendant son excursion descendante. Le produit de cette aire, multiplié par la surface du piston exprimée en centimètres carrés, serait, en kilogrammes élevés à un mètre, l'expression de ce travail moteur, en négligeant toutefois l'influence de la section de la tige du piston de la machine. Comme d'ailleurs le retournement de la partie inférieure de la courbe ne modifie point l'aire renfermée dans son périmètre, on peut prendre pour mesure du travail moteur la surface du diagramme tel qu'il est donné directement par l'instrument. Si on veut tenir compte de l'influence de la tige du piston, on remarquera que, lorsque le piston descend, cette partie de la surface est poussée dans le sens du mouvement par la pression de l'atmosphère, et supporte, en sens contraire, comme tout le reste de la surface du piston, la pression du condenseur. Au contraire, quand le piston monte, la tige du piston supporte la pression de l'atmosphère, tandis que tout le reste de la surface supporte la pression du condenseur. Soit S la surface totale du piston, s la

section de sa tige, A l'aire enclavée dans le diagramme, A' l'aire comprise entre la ligne atmosphérique et le contour inférieur BuA du diagramme, qui a été tracé par le crayon pendant que le piston montait : il est clair que le travail moteur transmis au piston, pendant son excursion descendante, sera $(S - s)\ A + s \times A'$.

En supposant le diagramme qui serait tracé par l'indicateur appliqué sur le fond inférieur, identique avec celui qui a été obtenu en l'appliquant sur le fond supérieur du cylindre, le travail moteur transmis au piston, pendant son excursion ascendante, serait $S \times A - s \times A'$; car la surface s, au lieu de supporter la pression résistante de la vapeur raréfiée du condenseur, comme le suppose l'expression $S \times A$, supporte la pression atmosphérique. Si on fait la somme des quantités de travail moteur pendant la descente et la montée du piston, le terme sA' disparaît, et il reste $(2S - s)\ A$, dont la moitié $\left(S - \frac{s}{2}\right) A$ est le travail moyen transmis au piston, pendant une excursion simple. Il est le même que si la surface s du piston était diminuée de la demi-section de la tige, quelle que soit d'ailleurs la pression résistante qui s'exerce sur la face postérieure du piston.

Le diagramme accuse les circonstances de la distribution de la vapeur. — Le diagramme tracé par le crayon de l'indicateur ne donne pas seulement la mesure du travail moteur total transmis au piston d'une machine, mais il fait encore connaître les pressions successives qui ont lieu, pendant que l'espace dont ce piston forme la paroi mobile communique soit avec la chaudière, soit avec le condenseur. Il met en évidence toutes les circonstances de la distribution de la vapeur, et les vices qu'elle peut présenter. Ainsi on voit les diagrammes, *fig.* 7 et 8, que dans la machine sur laquelle ils ont été pris, la vapeur est admise sensiblement à l'origine de la course du piston. La communication avec la chaudière reste ouverte pendant un peu plus des deux dixièmes de la course; puis cette communication se ferme. La fermeture est indiquée par l'inflexion de la courbe qui, d'abord à peu près parallèle à la ligne atmosphérique, s'abaisse vers cette ligne. La pression de la vapeur va constamment en diminuant, à partir du moment où la vapeur cesse d'être admise, jusqu'à la fin de l'excursion du piston; à cette dernière époque, elle est notablement inférieure à la pression atmosphérique. Ici la communication avec le condenseur s'ouvre; cependant la pression de la vapeur sur la face supérieure du piston ne tombe pas brusquement: elle diminue au contraire graduellement, et continue à décroître jusqu'à la fin de l'excursion ascendante, où

elle est réduite à deux dixièmes d'atmosphère à peu près dans le diagramme *fig.* 7, et à trois dixièmes dans le diagramme *fig.* 8. Dans la machine dont il s'agit, la vapeur était distribuée par un tiroir simple sans *recouvrement :* elle était interceptée par un clapet conique placé en avant de la boite de distribution, lequel était tenu soulevé par une came montée sur l'arbre du volant, pendant la première partie de l'excursion du piston, et était ensuite poussé par un ressort à boudin dans l'ouverture qu'il devait fermer, lorsque la came cessait d'agir. La tension de la vapeur dans la chaudière était mesurée par des colonnes de mercure de $2^{m},68$, et $2^{m},925$ dans un manomètre ouvert, lorsque les diagrammes respectifs *fig.* 7 et 8 ont été relevés, ce qui correspond à des pressions de $3^{atm.},66$ et $3^{atm.},84$ environ en sus de la pression de l'atmosphère. Le baromètre appliqué au condenseur accusait un excès de la pression atmosphérique sur la pression existante dans le condenseur, mesuré par une colonne de $0^{m},59$ de mercure, ce qui correspond à une pression de $\frac{76-59}{76} =$ $= 0^{atm.},22$ environ. Les diagrammes montrent que la pression, sensiblement uniforme dans le cylindre, pendant la période d'admission de la vapeur, était très-inférieure à celle qui existait alors dans la chaudière, et que, pendant la période de condensation, la pression dans le cylindre est demeurée notablement supérieure à celle qui était accusée par le baromètre du condenseur, jusque vers la fin de la course du piston, où la pression dans le cylindre s'est beaucoup rapprochée de celle qui avait lieu dans le condenseur.

Diagrammes relevés sur les machines d'épuisement du Cornwall. — Les diagrammes *fig.* 1, 2 et 3, *Pl. LXII*, ont été relevés par M. Piot, ingénieur des mines, sur trois machines du Cornwall placées sur les mines *United* et *Consolidated*; l'indicateur était appliqué sur le couvercle supérieur du cylindre de la machine. La ligne atmosphérique a été tracée par le crayon de l'instrument. La ligne inférieure est celle du vide absolu. La ligne supérieure indique la pression maximum de la vapeur dans la chaudière au moment où les expériences ont été faites, c'est-à-dire la pression correspondante à la charge des soupapes de sûreté (il n'y avait pas de monomètre adapté aux chaudières). Ces trois diagrammes, qui présentent des formes analogues entre elles, font connaître les pressions de la vapeur sur la face supérieure du piston, pendant les trois périodes d'admission, de détente et d'équilibre. La partie supérieure du cylindre ne communiquant jamais avec le condenseur, le degré de vide qui a lieu sous le piston, pendant que celui-ci descend, ne peut-être indiqué par les

diagrammes. On voit sur les trois figures qu'au moment où la soupape d'admission s'ouvre, le piston de l'indicateur s'élève rapidement et décrit une ligne verticale, avant que le piston de la machine à vapeur se soit déplacé sensiblement. Bientôt celui-ci, cédant à la pression de la vapeur motrice, s'ébranle. La pression de la vapeur continue cependant à croître pendant une petite partie de sa course, et la trace du crayon, d'abord verticale, s'infléchit suivant une courbe arrondie qui tourne sa concavité vers la ligne atmosphérique. Le piston n'a encore parcouru qu'une très-petite partie de sa course, que la tension de la vapeur dans le cylindre a atteint son maximum; elle demeure constante, et le crayon de l'indicateur trace une ligne parallèle à la ligne atmosphérique, jusqu'à ce que la soupape d'admission se ferme. A partir de ce point la tension de la vapeur diminue, à mesure qu'elle occupe des espaces de plus en plus grands dans le cylindre; au moment où le piston de la machine arrive à la fin de sa course descendante, la soupape d'exhaustion se ferme, et la soupape d'équilibre s'ouvre. La vapeur se répand alors dans le tuyau d'équilibre, et dans toute la partie du cylindre qui était, un instant avant, en communication avec le condenseur. La pression de la vapeur diminue brusquement, et le crayon de l'indicateur trace en descendant une petite ligne à peu près verticale, parce que le piston de la machine arrivé à la fin de sa course, demeure alors immobile. Pendant qu'il remonte, entraîné par le poids de la maîtresse tige et des tiges particulières des pompes, la pression de la vapeur demeure constante dans les deux machines de Davey et de Hocking, et le crayon de l'indicateur trace une ligne horizontale. Dans la machine de Taylor, la ligne tracée par le crayon est inclinée en remontant, ce qui montre que le poids des tiges est trop considérable par rapport au poids des colonnes d'eau refoulées par les pistons plongeurs des pompes. Le système des tiges prend un mouvement accéléré, suivant une loi assez rapide pour que la vapeur se comprime de plus en plus au dessus du piston, pendant que celui-ci monte. Peut-être aussi le passage par la soupape et le tuyau d'équilibre est-il trop rétréci dans la machine de Taylor. Avant que le piston ait atteint la limite supérieure de sa course, la soupape d'équilibre se ferme. La vapeur qui est au dessus du piston est comprimée dans un espace fermé, et sa tension croissante amortit par degrés la vitesse ascensionnelle du piston de la machine. Cette tension croissante est accusée par la courbe remontante tracée par le rayon de l'indicateur, dans l'intervalle qui s'écoule entre la fermeture de la soupape d'équilibre et le moment où le piston s'arrête tout à fait à la limite supérieure de la course. Là il fait quelques petites oscillations peu étendues et reste

ensuite stationnaire, jusqu'à ce que la cataracte ouvre la soupape d'exhaustion. La condensation de la vapeur qui remplit le bas du cylindre détermine alors un léger abaissement du piston de la machine, un agrandissement de l'espace occupé par la vapeur qui est sur le piston et un décroissement de la tension de cette vapeur. Le crayon de l'indicateur décrit en conséquence une ligne descendante très-légèrement inclinée vers la droite; cette ligne est surtout bien marquée dans le diagramme relatif à la machine de Taylor. Le piston de la machine qui n'est descendu que d'une fort petite hauteur, s'arrête de nouveau, et reprend son excursion descendante, au moment où la cataracte ouvre la soupape d'admission.

Travail moteur transmis au piston de la machine à simple effet, d'après les diagrammes. — Si l'on veut conclure d'un des diagrammes relevés sur les machines du Cornwall, le travail moteur transmis par la vapeur au piston, il faut se rappeler que la contre-pression déterminée par la vapeur existante dans la partie inférieure du cylindre qui communique avec le condenseur, pendant la descente du piston, n'est point accusée par le diagramme. Cette pression, à cause de la faible vitesse du piston descendant, de la grande section du tuyau et de la soupape d'exhaustion, et de la précaution que l'on a d'ouvrir celle-ci avant la soupape d'admission, doit être peu différente de celle qui existe dans l'intérieur même du condenseur, et qui est accusée par un baromètre. Cette dernière était de 0k,069 (0,067 d'atmosphère) dans la machine de Davey, et de 0k,087 par centimètre carré (0,084 d'atmosphère) dans la machine de Hocking. Si donc on trace sur les diagrammes, *fig.* 2 et 3; des lignes horizontales représentant le vide du condenseur, et qui seraient à 0,067 d'atmosphère dans le premier, et à 0,087 d'atmosphère dans le second diagramme, au dessus du vide absolu, l'aire de la surface comprise entre ces lignes horizontales et la courbe supérieure du diagramme évaluée en comptant les abscisses horizontales proportionnellement à l'excursion du piston, et les ordonnées verticales à l'échelle de l'indicateur, multipliée ensuite par la surface du piston en centimètres carrés, exprimera le travail moteur transmis au piston, pendant sa course descendante, abstraction faite de l'influence de la section de la tige, et de l'excès de la pression dans la partie inférieure du cylindre sur la pression dans le condenseur. On peut aussi compter les ordonnées verticales à partir du vide absolu, et retrancher ensuite de l'aire de la courbe le rectangle qui aurait pour base l'excursion du piston et pour hauteur la pression dans le condenseur. On remarquera que, dans la dernière partie de l'excursion ascendante du piston, la compression de la vapeur, après la fermeture de la soupape d'équilibre,

donne lieu à un travail résistant qui est *à peu près* proportionnel à l'aire comprise entre le prolongement de la ligne horizontale correspondante à la tension de la vapeur, pendant que la soupape d'équilibre est ouverte, et la courbe remontante tracée par le crayon, après la fermeture de la soupape d'équilibre. Je dis *à peu près*, car le travail résistant est réellement un peu plus grand que cela, à cause de la diminution de pression de la vapeur sous le piston, pendant que celui-ci continue à monter. Mais cette petite diminution de pression peut être négligée sans inconvénient. On pourrait d'ailleurs en tenir compte approximativement, en supposant la tension variable en raison directe de la densité, conformément à la loi de Mariotte.

Application au diagramme relevé sur la machine de Davey. — Appliquons ceci au diagramme relevé sur la machine de Davey. Je mesure d'abord la ligne AC que je trouve de 134 millimètres. Cette longueur représente la course du piston qui, d'après l'observation, était de $3^{m},426$. La trace du crayon correspondante à la période d'admission de la vapeur est à peu près parallèle à la ligne atmosphérique, et en remplaçant cette portion de courbe par la ligne ponctuée horizontale, on a d'abord un rectangle dont la base mesurée en millimètres est égale à 33, et dont la hauteur exprimée en kilogrammes par centimètre carré à l'échelle du diagramme est égale à $2^{k},20$, cette ordonnée étant comptée à partir de la ligne du vide absolu. L'aire de ce rectangle est donc exprimée par $2,2\times33=72,6$. La projection horizontale de la partie du diagramme correspondante à la période d'expansion de la vapeur a été divisée en six parties égales dont chacune a $16^{\text{mill.}},75$ de longueur. Les sept ordonnées exprimées en kilogrammes par centimètre carré au dessus du vide absolu sont, en allant de gauche à droite :

$$2,20\,;\quad 1,67\,;\quad 1,28\,;\quad 1,06\,;\quad 0,83\,;\quad 0,70\,;\quad 0,62.$$

L'aire de la partie du diagramme correspondante à la détente est donc égale approximativement à :

$$16,75\left\{\frac{2,20}{2}+1,67+1,28+1,06+0,83+0,70+\frac{0,62}{2}\right\}=$$
$$=16,75\times6,95=116,4125.$$

L'aire totale de la courbe est donc proportionnelle à. .	72,6 + 116,4125 =	189,0125
De laquelle il faut soustraire pour la pression résistante du condenseur.	134×0,069 =	9,2460
La différence est.		179,7665

Ce dernier nombre, pour obtenir le travail transmis au piston en kilogrammes élevés à un mètre de hauteur, doit être multiplié par la surface du piston exprimée en centimètres carrés, et par le rapport $\frac{3,426}{134}$ de la course du piston en mètres à la longueur du diagramme en millimètres. Or le diamètre du piston de la machine de Davey est de 80 pouces anglais ou 2m,03 : la surface est donc de 32.421 centimètres carrés. Le travail transmis au piston pendant son excursion descendante est donc définitivement, d'après le diagramme, égal à :

$$179,7665 \times \frac{3,426}{134} \times 32421 = 149.000 \text{ kilog.} \times \text{mètre.}$$

Quant au travail résistant dû à la compression de la vapeur, à la fin de la course ascendante du piston, il est à peu près mesuré par l'aire du triangle rectiligne tracé en lignes ponctuées sur le diagramme, dont la base a 20 millimètres de longueur, et dont la hauteur représente, à l'échelle des pressions, 0kil.,66. Ce travail est donc exprimé par :

$$10 \times 0,66 \times 32421 \times \frac{3,426}{134} = 5471 \text{ kil.} \times \text{mètre.}$$

Il est employé à détruire la force vive acquise par l'attirail des tiges à la fin de leur chute, et n'est pas la vingtième partie du travail moteur transmis au piston dans sa course descendante.

La différence 149000 − 5471 = 143529 kil. × mèt. exprime le travail net transmis au piston, tel qu'il est donné par le diagramme, en négligeant toutefois l'influence de la section de la tige du piston.

Si l'on avait exactement le travail utile correspondant à l'eau extraite par coup de piston, la différence donnerait la mesure du travail absorbé par l'ensemble des résistances passives de tout genre. Or, d'après le mémoire de M. Plot, le poids total des colonnes d'eau élevées par coup de piston était, en ajoutant les colonnes d'eau aspirées et refoulées, de 38.150 kilogrammes, et la vitesse des tiges des pompes était à celle du piston de la machine dans le rapport de 42 à 53. D'après cela, le travail utile correspondant à l'eau élevée par coup de piston aurait été de $38150 \times \frac{42}{53} \times 3,426 =$

103575 kilogrammes élevés à un mètre. Le travail absorbé par les résistances passives serait alors de 40.000 kilog.×mètre, en nombres ronds, soit 28 pour 100 du travail moteur transmis au piston, d'après le diagramme, ou 39 pour 100 du travail effectué.

Causes de la différence de pression de la vapeur dans la chaudière et le cylindre. — Dans les trois diagrammes, la pression de la vapeur dans le cylindre, pendant la période d'admission, est très-inférieure à celle qui existe dans la chaudière, laquelle ne doit pas différer beaucoup de celle qui est mesurée par la charge des soupapes de sûreté. Cette différence peut être attribuée à diverses causes, dont plusieurs concourent vraisemblablement à la produire. Dans les machines d'épuisement du Cornwall, comme dans toutes les machines à simple effet, la vapeur n'est émise par les chaudières pour ainsi dire que par bouffées intermittentes; car les chaudières restent entièrement closes pendant la période d'expansion de la vapeur, pendant que le piston remonte dans le cylindre entraîné par le poids des tiges, et pendant les intervalles qui séparent deux coups de piston consécutifs. La vapeur doit donc s'accumuler dans les chaudières, pendant qu'elles sont fermées; sa tension doit y augmenter et décroître ensuite pendant qu'elles émettent de la vapeur. Les variations produites par cette cause seront d'autant plus sensibles que l'espace occupé par la vapeur dans les chaudières sera moins considérable, comparativement à celui dans lequel la vapeur se répand au commencement de chaque course du piston.

Dans la plupart des machines et chaudières du Cornwall, le rapport entre les espaces occupés par la vapeur dans les chaudières et l'espace engendré par la course du piston, pendant la période d'admission, est assez petit pour que cette cause puisse exercer une assez grande influence. Ce rapport est fréquemment inférieur à celui de 6 à 1, et la durée de l'émission de la vapeur est souvent moins de un huitième ou un dixième de l'intervalle de temps qui sépare deux émissions consécutives.

Le mouvement de la vapeur dans le tuyau de vapeur, et à travers les passages de la soupape d'admission et surtout de la soupape modératrice, exige qu'il y ait dans la chaudière un excès de pression d'autant plus considérable que le tuyau est plus long, d'un diamètre plus petit, et que les orifices des deux soupapes sont moins grands. Ainsi en resserrant l'orifice de la soupape modératrice, le machiniste peut diminuer la pression dans le cylindre, tandis que la pression dans la chaudière demeurera constante.

Enfin, toutes choses égales d'ailleurs, la vitesse de la vapeur dans

le tuyau et à travers les passages, l'excès par conséquent de pression dans la chaudière, dépend de la vitesse variable avec laquelle le piston se meut dans le cylindre, et cette vitesse elle-même dépend de beaucoup de circonstances, savoir la pression de la vapeur, la résistance qu'éprouve le piston, la masse du piston, du balancier, des tiges et des contre-poids, de tout l'attirail enfin qu'il entraîne dans son mouvement. La détermination de la pression dans le cylindre, celle qui existe dans la chaudière étant donnée, serait donc une question très-complexe, en supposant même que l'on connût exactement les densités de la vapeur aqueuse à saturation, correspondantes aux diverses pressions, et que la vapeur se comportât comme un fluide élastique permanent. Cette question se complique encore bien davantage par les deux causes suivantes. D'abord la vapeur peut entraîner et entraîne presque toujours avec elle une certaine quantité d'eau liquide à un état de division extrême. L'eau ainsi entraînée influe d'une manière notable sur la densité de la vapeur ou plutôt du fluide mixte qui se meut, et modifie en conséquence les lois du mouvement. En second lieu une partie de la vapeur peut changer d'état et se liquéfier soit dans les tuyaux et les passages rétrécis qu'elle a à franchir, soit surtout dans le cylindre lui-même. C'est au concours de ces causes diverses qui agissent toutes dans le même sens, qu'est dû l'excès de la pression existante dans la chaudière, sur celle qui s'établit dans le cylindre, pendant la période d'admission.

L'excès de pression de la vapeur dans la chaudière est une cause de perte de travail. — Cette différence de pression est certainement une cause de perte, c'est-à-dire qu'elle diminue le travail mécanique que peut développer une même quantité pondérale de vapeur d'eau, quelles que soient d'ailleurs les lois suivant lesquelles varie la pression de la vapeur avec sa densité. En effet, soient : V, le volume qu'occupe la vapeur dans le cylindre, au moment où la soupape d'admission se ferme ; p, la pression de cette vapeur, et P, la pression dans la chaudière, ces pressions étant prises sur l'unité superficielle. Si nous admettons pour un moment que le piston touche le couvercle du cylindre, au commencement de sa course, et que la pression p se maintienne constante pendant toute la durée de l'admission, le travail moteur, transmis au piston pendant cette période, sera exprimé par Vp. Si, au contraire, la même quantité pondérale de vapeur fût entrée dans le cylindre sous la pression P, ou plutôt sous une pression P' plus grande que p, et plus petite que P, elle aurait occupé dans le cylindre un volume v moindre que V, au moment

de la fermeture de la soupape d'admission, et le travail transmis au piston pendant cette période aurait été exprimé par v P'. Cette vapeur se dilatant ensuite dans le cylindre, jusqu'à occuper le volume V auquel correspond la pression p, aurait transmis au piston un travail exprimé par l'intégrale $\int_v^V \varphi du$ dans laquelle φ exprime la pression variable depuis P' jusqu'à p, et u le volume variable depuis v jusqu'à V. Or, comme la pression φ se maintient toujours plus grande que p, on a toujours $\int_v^V \varphi du > \int_v^V p\, du$ ou $> p\,(V-v)$, et à plus forte raison $v\,P' + \int_v^V \varphi du > vp + p\,(V-v)$ ou $> Vp$.

Il importe donc de recevoir la vapeur dans le cylindre à la pression la plus voisine possible de celle qu'elle a dans la chaudière, et de faire qu'elle se détende dans le cylindre, au lieu de se dilater dans le trajet de la chaudière au cylindre.

Moyens de diminuer l'excès de pression dans la chaudière. — La première précaution à prendre dans ce but consiste à mettre le cylindre en communication avec la chaudière, par un tuyau de grand diamètre, et à ne pas rétrécir les passages en fermant la valve modératrice, ou en donnant de trop faibles dimensions à l'ouverture de la soupape d'admission. Mais en appliquant ici les lois connues du mouvement des fluides élastiques dans les tuyaux, il est facile de voir que si la vapeur était sans mélange d'eau liquide, on gagnerait fort peu à augmenter les sections du tuyau de vapeur et des orifices des soupapes au delà de certaines limites que l'expérience a fait connaître dans chaque genre de machines, et qui varient pour chacune d'elles avec la vitesse moyenne habituelle du piston. Dans la machine que nous avons décrite, l'aire du tuyau de prise de vapeur n'est qu'un soixante-quatrième de la surface du piston. Dans d'autres machines du même genre, ce rapport est un peu plus grand, sans cependant jamais dépasser un quarantième, et le passage peut être encore étranglé par le resserrement de la soupape modératrice. Dans les machines locomotives, celles de toutes où le piston prend les plus grandes vitesses, les orifices d'admission de la vapeur ont une section égale à un douzième au plus de celle du cylindre, et il serait même inutile de les faire aussi grands, s'ils ne servaient pas à l'échappement aussi bien qu'à l'admission de la vapeur. Ces mêmes machines sont toujours pourvues d'un *régulateur*, sorte de valve

modératrice consistant en un disque percé de plusieurs ouvertures et mobile devant un autre disque fixe et présentant des ouvertures semblables, au moyen duquel le mécanicien rétrécit à volonté un pasaage que la vapeur doit traverser avant d'entrer dans le tuyau de vapeur. Or il résulte d'expériences faites par MM. Le Chatelier et Gouin, sur la machine *la Gironde* du chemin de fer de Paris à Versailles (rive droite) que l'excès de pression dans la chaudière sur celle qui s'établit dans les cylindres ne change pas d'une manière sensible, soit que le régulateur soit entièrement ouvert, ou qu'il soit à moitié fermé ; ce n'est que lorsqu'on le ferme davantage que l'influence de l'étranglement, toutes choses égales d'ailleurs, se fait sentir. Or le passage, quand le régulateur est à moitié fermé, n'excède pas un vingt-deuxième de la surface du piston.

Effet nuisible et cause de l'entraînement d'eau liquide par la vapeur. — L'entraînement d'eau liquide par la vapeur doit évidemment contribuer à augmenter l'excès de pression de la vapeur dans la chaudière; nous en avons indiqué la cause. Or cet entraînement est favorisé d'abord la viscosité de l'eau. De l'eau sale épaissie par des matières telles que la fécule de pommes de terre, ou autres substances du même genre que l'on avait autrefois l'habitude de mettre dans les chaudières, pour prévenir la formation de dépôts incrustants, offre sous ce rapport un grand désavantage sur de l'eau ordinaire à peu près pure. Une autre circonstance contribue surtout à l'effet nuisible dont nous nous occupons ; c'est l'ébullition tumultueuse qui s'établit, lorsqu'on vient à ouvrir à la vapeur comprimée dans une chaudière une large issue par laquelle la vapeur se répand, soit dans un espace indéfini, l'atmosphère, soit dans un espace limité, mais dont les parois n'offrent qu'une faible résistance à l'extension.

Tout le monde a pu observer ce qui se passe lorsqu'on soulève entièrement la soupape de sûreté d'une chaudière dans laquelle la vapeur a acquis une tension supérieure à celle de l'atmosphère. Il se produit une ébullition tellement violente que la masse liquide tout entière est soulevée avec un grand bruit ; l'eau liquide sort en abondance, mêlée à la vapeur par l'ouverture de la soupape; le jet n'est point régulier, et l'émission a lieu par bouffées. La force élastique de la vapeur diminue dans la chaudière, mais la rapidité de cette diminution de pression n'est nullement en rapport avec la grandeur de l'orifice ouvert. Un manufacturier distingué de Bordeaux M. Jaquemet, frappé de ces phénomènes, avait même pensé que l'ouverture d'une large soupape adaptée à une chaudière où la vapeur serait arrivée à une tension élevée et sous laquelle on ferait en même temps un feu

très-actif, pourrait donner lieu à une émission d'eau tellement abondante que la chaleur continuerait encore à s'accumuler et la tension de la vapeur à s'élever dans l'intérieur de la chaudière, au point qu'il pourrait en résulter une explosion. Les expériences qui ont été faites à ce sujet par la commission centrale des machines à vapeur, n'ont point confirmé ces aperçus de M. Jaquemet. On a toujours vu l'ouverture d'une large soupape suivie d'un abaissement assez rapide de la pression de la vapeur accusée par le manomètre adapté à la chaudière, et même d'autant plus rapide que l'ouverture était plus grande, excepté toutefois lorsque la tension de la vapeur dans la chaudière ne dépassait que d'une demie à un quart d'atmosphère la pression extérieure. Dans ce dernier cas seulement, sous l'influence de la chaleur d'un foyer très-actif, la tension intérieure de la vapeur s'est maintenue, pendant l'émission de l'eau mêlée à la vapeur par la soupape, quelque grande que fût l'ouverture de celle-ci. Ajoutons que si, au lieu d'ouvrir un large orifice, on laisse écouler la vapeur par une petite ouverture, elle sort à peu près sans mélange d'eau ; qu'il ne s'établit pas dans la chaudière l'ébullition tumultueuse dont nous avons parlé, et que la diminution de pression dans la chaudière est presque aussi rapide, que lorsqu'un écoulement considérable de vapeur mêlée d'eau, ou plutôt d'eau mêlée de vapeur, s'écoule par une ouverture beaucoup plus grande.

Influence des masses de l'attirail des tiges sur le mouvement du piston et l'entraînement d'eau. — Des effets analogues doivent évidemment se produire, lorsque l'on ouvre, par intermittence, une communication entre une chaudière à vapeur et le cylindre d'une machine, et que le piston ne résiste que faiblement à la force qui le pousse. Or le piston résiste au déplacement de deux manières, d'abord en vertu des forces résistantes qui y sont appliquées, ensuite en raison de sa masse et des masses qu'il entraîne dans son mouvement. La somme des forces résistantes qui, pour les machines d'épuisement, consistent dans l'excès du poids de la maîtresse tige, des pistons qui y sont attachés et des colonnes d'eau aspirées, sur le poids du piston de la machine même et les contre-poids divers que la maîtresse tige entraîne avec elle, excès auquel il faut encore ajouter les frottements du système, donne une limite inférieure de la pression que la vapeur peut atteindre dans le cylindre, pendant qu'il est en communication avec la chaudière. Cette limite inférieure est dépassée de beaucoup, et doit l'être nécessairement d'autant plus que la vapeur est admise pendant une plus petite fraction de la course totale du piston.

La différence entre les forces mouvantes et les forces résistantes ap-

pliquées au piston, détermine le mouvement accéléré de celui-ci pendant la période d'admission. Soit P la pression motrice effective par unité superficielle qui s'exerce sur le piston (déduction faite de la pression résistante sur la face inférieure), A la surface du piston, E l'excès du poids de la maîtresse tige et des colonnes d'eau aspirées sur les contre-poids, F les frottements, les forces E et F étant réduites à la vitesse du piston ; Q la somme des poids du piston, de la maîtresse tige et de toutes les parties du système qui prennent, avec le piston, un mouvement rectiligne alternatif, avec des vitesses proportionnelles à la sienne, respectivement multipliés par le rapport constant de leur vitesse à celle du piston; Q est le poids total entraîné ramené à la vitesse du piston, de sorte que V désignant cette vitesse et g la gravité, $\frac{Q}{g}\frac{dv}{dt}$ est le rapport de l'accroissement de la quantité de mouvement de la masse mue ramenée à la vitesse du piston, à l'élément du temps, et par conséquent la mesure de la force qui, appliquée au piston, a produit cet accroissement. Quant à chacune des pièces qui, comme le balancier principal et les balanciers chargés de contre-poids, ont un mouvement circulaire alternatif, si on désigne par $\frac{K}{g}$ le moment d'inertie de l'une de ces pièces autour de l'axe fixe, par ω sa vitesse angulaire, $\frac{K}{g}\frac{d\omega}{dt}$ sera l'expression de la force qui appliquée à l'unité de distance de l'axe de rotation produirait l'accroissement $d\omega$ de la vitesse angulaire qui a lieu pendant le temps infiniment petit dt. Si m est le rapport de la vitesse angulaire ω à la vitesse du piston, rapport qui ne dépend que des proportions établies entre les diverses pièces du système dans la construction, $m\frac{K}{g}\frac{dv}{dt}$ sera la force qui devra être appliquée au piston pour produire l'accroissement de la quantité de mouvement de la pièce dont il s'agit. En définitive un terme unique de la forme $\frac{Q}{g}\frac{dv}{dt}$ dans lequel Q représente un certain poids qui dépend des poids effectifs des pièces du système et des rapports de vitesse de ces poids à la vitesse du piston peut exprimer la résistance que le piston offre au déplacement, en raison de sa masse et de toutes celles qui sont liées avec lui. Cela posé, l'équation du mouvement du piston sera :

$$E + F + \frac{Q}{g}\frac{dv}{dt} = A \times P. \ (a)$$

La pression P, pendant la période d'admission, est variable avec la vitesse v. Cependant l'expérience démontre que dans beaucoup de cas, et notamment dans ceux auxquels se rapportent les diagrammes, *fig.* 1, 2 et 3, *Pl. LXII*, cette pression, après avoir augmenté très-rapidement avant que le piston s'ébranle, et avoir continué à croître pendant les premiers centimètres de sa course, reste ensuite sensiblement constante jusqu'au moment où la soupape d'admission se ferme. Si on suppose les frottements F indépendants de la vitesse v, on peut en conclure que $\frac{dv}{dt}$ est alors à peu près constant, c'est-à-dire que le mouvement du piston se rapproche d'un mouvement informément accéléré. L'indicateur appliqué sur d'autres machines d'épuisement a montré que la pression P variait quelquefois pendant la période d'admission, qu'après avoir crû rapidement, elle décroissait ensuite, de manière que l'instant de la fermeture de la soupape d'admission n'était pas nettement indiqué par la marche du crayon de l'indicateur. Les deux diagrammes *fig.* 4 et 5, *Pl. LXII*, que j'extrais d'un mémoire de M. Henwood publié dans les transactions des ingénieurs civils anglais, en offrent des exemples. Dans tous les cas il résulte de l'équation (a) que la pression P qui a pour limite inférieure $\frac{E+F}{A}$, et pour limite supérieure la pression correspondante à la charge des soupapes de la chaudière, est ensuite déterminée principalement par la grandeur de la masse $\frac{Q}{g}$, et qu'elle se maintient d'autant plus grande, toutes choses égales d'ailleurs, d'autant plus voisine de celle qui existe dans la chaudière que cette masse $\frac{Q}{g}$, est plus considérable. Or plus la pression P est voisine de celle qui existe dans la chaudière, plus l'ébullition est tranquille, moins il y a d'eau entraînée avec la vapeur, et mieux on tire parti du travail mécanique que peut fournir un poids donné de vapeur. Il est donc utile, dans les machines du genre de celles dont je m'occupe ici, que la maîtresse tige et tout l'attirail entraîné dans son mouvement aient une grande masse, non-seulement dans l'intérêt de la solidité de la machine, mais aussi dans celui du bon emploi du travail mécanique de la vapeur. Si le piston, en vertu de l'inertie des masses qu'il entraîne dans son mouvement, ne peut prendre qu'une vitesse accélérée suivant une loi peu rapide, il sera possible de laisser la valve modératrice entièrement ouverte, d'avoir une soupape d'admission très-grande, sans que pour cela il y ait entraîne-

ment d'eau de la chaudière dans le cylindre, et la pression P différera peu de celle de la chaudière; si au contraire la masse est assez petite pour que le piston *fuie* avec une grande rapidité devant la vapeur, on ne pourra pas éviter que la pressio n, qui s'établira dans le cylindre, pendant la période d'admission, ne soit très-inférieure à celle de la chaudière; car si on laissait de larges passages ouverts, il y aurait un entraînement abondant d'eau liquide, ce qui serait une cause de diminution de pression. Si on étrangle les passages, on évitera l'entraînement d'eau, mais la différence de pression subsistera toujours, quoique due à une autre cause. Il est évident d'ailleurs que, dans ce dernier cas, il sera plus avantageux de rétrécir les passages.

Détermination approximative de la masse à donner à l'attirail des tiges et des contre-poids. — On peut détermiuer approximativement par le calcul la grandeur qu'il convient de donner à la masse $\frac{Q}{g}$, de la manière suivante; il suffit de supposer la pression dans le cylindre égale à la pression dans la chaudière que l'on connaît, de se donner la longueur de la course du piston pendant laquelle on veut admettre la vapeur, et d'écrire que la vitesse acquise par le piston à la fin de la période d'admission ne dépasse pas une certaine limite que l'on peut fixer par exemple à 1 mètre ou $1^m,50$ au plus par seconde. Le principe des forces vives fournit alors l'équation :

$$A P \lambda = (E+F) \lambda + \frac{K}{2g} v^2. \qquad (b)$$

dans laquelle λ représente la course du piston, pendant la période d'admission, P l'excès de pression dans la chaudière sur la pression dans le condenseur, K un poids tel que le produit de ce poids par $\frac{v^2}{2g}$ soit égal à la force vive de tout l'attirail entraîné par le piston animé d'une vitesse v. E, F et A conservent d'ailleurs la même signification que dans l'équation (a). Que l'on pose dans l'équation (b) $v = 1$ mètre ou $1^m,50$ au plus, E étant connu, F évalué approximativement, on en tirera une valeur de K qui conviendra à la machine établie dans les conditions supposées.

Si, dans l'établissement de l'appareil, on se rapproche beaucoup de cette valeur de K, ce qui est toujours possible, puisqu'il suffit pour accroître K d'augmenter à la fois le poids de la maîtresse tige, et celui des contre-poids qui ne laissent libre que l'excès E déterminé

par les hauteurs et les diamètres des pistons des pompes, la machine à vapeur sera dans de bonnes conditions. Il sera possible de laisser arriver la vapeur dans le cylindre par des tuyaux et des passages assez larges pour que la pression dans le cylindre diffère peu de celle de la chaudière, sans qu'il y ait d'eau entraînée.

Masse entraînée par le piston moteur, dans les machines du Cornwall. — La nécessité d'augmenter considérablement la masse de la maîtresse tige et des contre-poids a été indiquée aux constructeurs par l'expérience, dont ils ont suivi les indications, sans se rendre compte peut-être des causes du fait qui leur était dévoilé par la pratique. Dans la machine des *Consolidated mines* dont nous avons donné la description détaillée, la maîtresse tige a des dimensions énormes et inutiles certainement, si on n'avait égard qu'aux conditions de solidité du système. Elle pèse, nous le rappelons, à peu près 84.000 kilogrammes. Les contre-poids, y compris la colonne d'eau comprise entre la galerie d'écoulement et l'orifice du puits, pèsent 55.000 kilogrammes; ce qui ne laisse à la maîtresse tige qu'un excès de poids de 29.000 kilogrammes pour le refoulement de d'eau dans les pompes. Ainsi, abstraction faite des balanciers, les masses entraînées dans le mouvement du piston ont un poids total de 84.000 + 55.000 = 139.000 kilogrammes, tandis qu'un poids de 29.000 kilogrammes suffit pour refouler les colonnes d'eau dans les tuyaux montants des pompes.

Je trouve dans le mémoire inédit de M. Piot que, dans la machine Davey des *United mines* à laquelle se rapporte le diagramme, *fig.* 2, *Pl. LXII*, la maîtresse tige pesait 94tonnes,75

Les tiges particulières et pistons des pompes . .	40	25
Les colonnes d'eau aspirées	4	
Total des poids à soulever	139	00
La somme des contre-poids s'élève à.	96	50

Ainsi, lorsque la maîtresse tige descend, la prépondérance du poids de l'attirail sur les contre-poids est de 135—96,50=38tonnes,50, ce qui suffit pour refouler les colonnes d'eau dont la pression statique est de 34tonnes,15 et pour surmonter les résistances passives. Les masses entraînées dans le mouvement de la maîtresse tige ont cependant un poids total de 135 + 96,50 = 231tonnes,50, masse énorme qui n'était certainement pas nécessaire pour la solidité du système.

Le travail utile d'un poids donné de vapeur ne dépend pas uniquement des proportions de la machine. — On voit donc

que le travail utile transmis au piston par un poids donné de vapeur d'eau ne dépend pas seulement de la construction et des proportions établies entre les diverses parties de la machine proprement dite et des chaudières, mais encore de la disposition des appareils que la machine met en mouvement. Sans doute en augmentant les poids qui sont entrainés dans le mouvement du piston, on augmente les frottements et par conséquent une partie des résistances passives ; mais d'un autre côté on atténue les mouvements vibratoires, les chocs que pourrait occasionner une accélération plus rapide du mouvement, et qui sont une autre source de résistances passives en même temps qu'une cause d'usure et de destruction du mécanisme; cela est déjà une compensation peut-être plus que suffisante à l'augmentation des frottements.

Liquéfaction de la vapeur dans les tuyaux et les cylindres. — Enfin, la liquéfaction partielle de la vapeur, dans les tuyaux, et surtout dans le cylindre, en même temps qu'elle contribue à augmenter l'excès de pression dans la chaudière, est évidemment une cause directe de perte de chaleur, et par conséquent d'effet utile du combustible. Examinons s'il existe, dans les machines d'épuisement du Cornwall, des circonstances qui puissent déterminer la précipitation partielle de la vapeur dans les tuyaux ou le cylindre, et si les diagrammes relevés peuvent nous fournir quelques lumières sur le fait lui-même. Nous devons rappeler ici quelques propriétés de la vapeur.

Quantité de chaleur contenue dans un kilogramme de vapeur. Lois de Watt et de Southern. — Plusieurs physiciens se sont occupés de déterminer la quantité de chaleur contenue dans un poids donné de vapeur d'eau à saturation. Ils ont mesuré cette quantité par l'élévation de température d'un poids connu d'eau dans laquelle venait se condenser un poids connu de vapeur. Leurs expériences n'ont pas été parfaitement concordantes, et ont conduit à deux lois différentes : l'une donnée par Watt et l'autre par Southern. Watt conclut de ses expériences, qu'un poids donné d'eau à 0° centigrades, exige, pour se transformer en vapeur, une quantité de chaleur constante, quelles que soient la force élastique et la densité de la vapeur formée, pourvu qu'elle sature l'espace qui la renferme, et que cette quantité de chaleur est égale à celle qui serait nécessaire pour élever d'un degré centigrade la température de six cent cinquante fois son poids d'eau liquide ; la loi de Watt est exprimée en disant qu'un kilogramme de vapeur à saturation contient, quelles que soient sa température et sa force élastique, 650 unités de chaleur de plus qu'un kilogramme d'eau

à 0_o (l'unité de chaleur étant celle qui est nécessaire pour échauffer d'un degré centigrade un kilogramme d'eau liquide).

Southern a conclu de ses expériences que la quantité de chaleur contenue dans la vapeur à saturation augmentait avec la température et la force élastique, et que cette quantité de chaleur était généralement exprimée par 550+T unités, T désignant la température de la vapeur à saturation en degrés centigrades. Ainsi, d'après Southern, le kilogramme de vapeur d'eau saturant l'espace qu'elle remplit à 100_o, et possédant une force élastique mesurée par une colonne de mercure de $0^m,76$, équivalente à 1kilog.,033 sur un centimètre carré de surface, contiendrait 550+100=650 unités de chaleur; un kilogramme de vapeur à saturation et à la température de 150 degrés à laquelle correspond une pression de 4kilog.,082 par centimètre carré à très-peu près, contiendrait 550+150=700 unités de chaleur; le kilogramme de vapeur à 40 degrés de température, et sous la pression correspondante de 0kilog.,0746 par centimètre carré, ne contiendrait que 590 unités de chaleur.

Résultats des expériences de M. Regnault. — M. Regnault vient de terminer un travail très-étendu sur les quantités de chaleur contenues dans la vapeur d'eau. Il résulte de ses expériences faites au moyen d'appareils très-perfectionnés, avec les précautions et la précision qui donnent un si grand prix aux recherches de cet habile physicien, que les deux lois de Watt et de Southern sont également en défaut; que la quantité de chaleur contenue dans un kilogramme de vapeur à saturation croît avec la température, contrairement à la première, mais qu'elle croît moins rapidement que ne le suppose la seconde. D'après M. Regnault, les quantités de chaleur contenues dans un kilogramme de vapeur d'eau à saturation, au dessus de la chaleur contenue dans un kilogramme d'eau à 0°, seraient pour la vapeur à 50 degrés centigrades . . . . 622 unités.

A 100_o et sous la pression d'une atmosphère ($0^m,76$ de mercure ou 1k,033 par centimètre carré) 636

Sous la pression de 5 at. 650

Sous la pression de 13 at. 667

Ces nombres devront encore recevoir de légères corrections, qui n'ont pas été calculées, mais qui sont de nature à être tout à fait négligeables dans les applications pratiques.

Conséquence des observations précédentes. — Il suit de là que si l'on conçoit qu'un espace soit rempli de vapeur *à saturation*, sans contenir en même temps de l'eau liquide, et que cet espace vienne à s'agrandir, sans qu'aucune chaleur y pénètre ou en sorte, aucune portion de vapeur ne passera à l'état liquide; la température et la force

élastique de la vapeur diminueront en même temps que l'espace qu'elle occupe s'agrandira, et la vapeur ne saturera plus complétement l'espace agrandi, bien qu'elle reste toujours très-près du point de saturation. Si, au contraire, l'espace venait à diminuer, la température et la force élastique de la vapeur augmenteraient, mais en même temps il se liquéfierait une petite partie de la vapeur, attendu que la quantité de chaleur suffisante pour constituer un poids donné de vapeur à saturation à la température primitive, ne suffirait plus complétement pour constituer le même poids de vapeur à saturation à une température plus élevée. Si donc les parois de la capacité dans laquelle la vapeur se répand, à sa sortie de la chaudière, étaient à la température de la chaudière, il n'y aurait point liquéfaction de vapeur; mais si les parois sont au contraire à une température plus basse, il y aura probablement précipitation de vapeur. Nous avons vu qu'on a pris dans les machines du Cornwall toutes les précautions possibles, pour éviter les déperditions de chaleur par les parois des tuyaux de conduite et du cylindre, en les enveloppant de corps mauvais conducteurs de la chaleur, et en entourant le cylindre d'une enveloppe en fonte qui est toujours en communication avec la chaudière, de sorte que la paroi extérieure du cylindre constamment baignée par la vapeur, doit être à une température presque égale à celle de la chaudière. Malgré cela, nous regardons comme possible qu'il y ait encore précipitation de vapeur dans le cylindre, pendant la période d'admission. En effet, la vapeur admise pendant une fraction presque toujours inférieure au quart de la course du piston, et possédant, au moment où la soupape d'admission se ferme, une force élastique comprise entre deux et trois atmosphères, se dilate pendant le reste de la course, de manière à occuper un volume égal à quatre fois au moins son volume primitif. Cette dilatation est nécessairement accompagnée d'un abaissement de température qui détermine le refroidissement de la paroi interne du cylindre. A la fin de la course descendante du piston, la soupape d'équilibre s'ouvre; la vapeur remplit tout le tuyau d'équilibre et un certain espace qui était tout à l'heure en communication avec le condenseur, et dont les parois internes doivent se trouver par conséquent à une température moindre que celle du cylindre lui-même. De là une nouvelle dilatation de vapeur, accompagnée d'un abaissement de température et du refroidissement de la paroi interne du cylindre. Le piston remonte, et quand il est près d'arriver à la limite supérieure de son excursion, la soupape d'équilibre se ferme. La vapeur raréfiée se comprime entre le piston et le fond supérieur, jusqu'à ce que le travail résistant déve-

loppé par cette compression ait détruit la vitesse acquise du piston et de tout l'attirail entraîné dans son mouvement. Il est impossible de décider si cette compression qui est accompagnée d'une élévation de température, a aussi pour résultat une précipitation partielle de la vapeur. Cela dépend de la quantité de chaleur qui, pendant l'intervalle écoulé depuis la fermeture de la soupape d'admission, a passé du cylindre et de l'enveloppe du cylindre dans la vapeur qui se dilatait, et a dû élever la température de celle-ci au dessus du degré correspondant à l'état de saturation. Quoi qu'il en soit, pendant l'intervalle qui s'écoule entre la fin de l'excursion ascensionnelle du piston et l'ouverture de la soupape d'admission, la température de la vapeur renfermée entre le piston et le fond du cylindre s'élève aux dépens de la chaleur fournie par la vapeur contenue dans l'enveloppe; mais si ce temps n'est pas assez long pour que l'équilibre de température se soit établi, quand la soupape d'admission s'ouvrira de nouveau, la vapeur venant de la chaudière se mêlera à de la vapeur dont la température sera moindre que la sienne, et se répandra dans un espace dont la paroi interne sera aussi à une température plus basse; il y aura donc très-probablement précipitation d'une partie de vapeur sur ces parois. Je dis très-probablement, parce qu'il serait possible que la vapeur existante déjà dans le cylindre fût à une température assez supérieure au degré de saturation, et que la paroi interne du cylindre eût acquis aussi, par la chaleur qu'elle reçoit de l'enveloppe, une température assez voisine de celle de la vapeur affluente, pour empêcher toute liquéfaction.

Les diagrammes rendent probable l'existence d'une certaine quantité d'eau liquide sur le piston, au moment où la communication avec la chaudière est interrompue. — L'examen de la partie des diagrammes 1, 2 et 3, *Pl. LXII*, qui correspond à la période pendant laquelle l'admission de la vapeur est supprimée dans le cylindre, tend à confirmer l'opinion qu'il existe une certaine quantité d'eau liquide au dessus du piston, au moment où la soupape d'admission se ferme, soit que cette eau ait été entraînée avec la vapeur de la chaudière dans le cylindre, soit qu'elle se soit liquéfiée dans le cylindre lui-même ou dans le tuyau de conduite. En effet, ces diagrammes montrent que la force élastique de la vapeur, pendant la période de dilatation, suit une loi moins rapide que la raison inverse des volumes. Car si la pression de la vapeur variait en raison inverse des volumes, le diagramme tracé par le crayon de l'indicateur devrait être un arc d'hyperbole équilatère ayant pour une de ses asymptotes la ligne du vide absolu, et pour seconde asymptote une

droite perpendiculaire à celle-ci, menée à une distance de la tangente AB à l'origine de la courbe qui, à l'échelle des abscisses représenterait le volume compris entre le piston arrivé à la limite supérieure de sa course et la soupape d'admission. Or, dans les machines du Cornwall de 80 pouces de diamètre, cet espace est habituellement $\frac{1}{20}$ à très-peu près du volume engendré par l'excursion du piston. Si donc on porte sur chaque diagramme à partir du point A une distance AO égale à $\frac{1}{20}$ de la distance AC proportionnelle à la course totale du piston, la seconde asymptote serait la ligne OY menée par le point O perpendiculairement à AC. Nous avons tracé sur chacun des diagrammes deux arcs d'hyperbole ayant pour asymptotes la ligne du vide absolu et la perpendiculaire à cette ligne menée par un point O tel que $AO = \frac{1}{20} AC$. L'un de ces arcs part du point où l'inflexion du diagramme accuse l'interruption de l'arrivée de la vapeur. Le second arc part d'un point situé plus loin sur la courbe ; on voit que le premier arc d'hyperbole est, dans les trois diagrammes, constamment en dessous de la courbe des pressions de la vapeur donnée par l'expérience directe. Le second arc se rapproche davantage de cette courbe, et la suit même presque complétement dans une des figures. Ainsi vers la fin de la course du piston, les variations des forces élastiques de la vapeur sont sensiblement en raison inverse des volumes. Enfin, au moment où la soupape d'équilibre s'ouvre, la vapeur se répand dans le tuyau d'équilibre et dans la partie du cylindre comprise entre le dessous du piston et la soupape d'exhaustion. Ces espaces qui viennent d'être en communication avec le condenseur et qui sont pleins de vapeur très-raréfiée, ne sont certainement pas ensemble égaux à 1/10 du volume qu'occupe la vapeur (la capacité du tuyau d'équilibre n'est pas plus des 4/100 de celle du cylindre). Cependant les diagrammes accusent, au moment de l'ouverture de la soupape d'équilibre, une diminution subite, très-supérieure à cette fraction, de la force élastique de la vapeur, et qui est de 1/7 environ, dans la machine de Taylor (*fig.* 1), 1/5 dans la machine de Davey (*fig.* 2), 1/6 environ dans la machine de Hocking (*fig.* 3), de sorte qu'ici la tension de la vapeur diminue dans un rapport plus grand que le volume n'augmente. Ces faits qui ne sont pas particuliers à une seule machine, n'ont rien que de naturel, si l'on admet qu'il existe dans le cylindre, au moment de la fermeture de la soupape d'admission, une petite quantité d'eau liquide qui se transforme en vapeur pendant la période de détente, et est entièrement vaporisée avant la fin de la course du piston. De nouvelle vapeur s'ajoutant, pendant le commencement de la détente, à la vapeur déjà existante,

tandis que l'abaissement de température produit par la dilatation est atténué par la température constante à laquelle est exposée la paroi externe du cylindre, on conçoit très-bien que la force élastique diminue alors dans un rapport plus petit que le volume n'augmente. Si au contraire il n'existait pas du tout d'eau liquide, au moment où la soupape d'admission se ferme, la forme des diagrammes indiquerait que, malgré l'abaissement de température qui ne peut manquer d'accompagner la dilatation de la vapeur pendant la détente, celle-ci conserve une force élastique notablement supérieure à celle d'un gaz permanent dont la température demeurerait invariable pendant la dilatation. Bien qu'il soit très-vraisemblable que la vapeur d'eau, près du point de saturation, ne suit pas la loi de Mariotte, et que sa densité varie dans un rapport plus grand que la force élastique (1), lorsque la température demeure constante, il n'en est pas moins probable que la force élastique de la vapeur, pendant l'expansion, ne demeurerait pas aussi fort en dessus de celle qui serait donnée par la loi de Mariotte, et cela malgré l'abaissement inévitable de température, si de nouvelle vapeur ne s'ajoutait à celle qui existe. Cette conjecture est surtout confirmée par le fait de la diminution considérable de pression qui suit l'augmentation de volume déterminée par l'ouverture de la soupape d'équilibre. Que si l'on disait que la soupape d'admission ne ferme peut être pas exactement, et que de nouvelle vapeur venant de la chaudière peut venir s'ajouter à celle qui s'est déjà introduite, nous ferions remarquer que les fuites de vapeur entre le piston et la paroi du cylindre sont beaucoup plus difficiles à éviter que les fuites de vapeur à travers la soupape d'admission, et que les secondes doivent généralement compenser les premières et au delà. En définitive, sans qu'on puisse tirer de la forme des diagrammes une preuve certaine qu'il y a de l'eau liquide sur le piston au moment où la soupape d'admission se ferme, ces diagrammes rendent au moins le fait très-probable. Ainsi malgré toutes les précautions prises dans les machines du Cornwall, qui consistent, nous le rappelons encore, dans une enveloppe de vapeur qui entoure le cylindre, et une seconde enveloppe en substances peu conductrices de la

---

(1) M. Regnault a fait voir dans son Mémoire sur les densités des gaz (*Comptes rendus de l'Acad. des sciences*, séance du 7 avril 1845) que l'acide carbonique à 0°, et pour des pressions inférieures à celle de l'atmosphère, s'écartait déjà sensiblement de la loi de Mariotte.

chaleur qui entoure le cylindre extérieur, les boites et tous les tuyaux de vapeur, malgré que la partie supérieure du cylindre dans laquelle la vapeur est admise ne soit jamais mise en communication directe avec le condenseur, il y aurait ou entraînement d'eau, ou liquéfaction partielle de la vapeur à son entrée dans le cylindre. Cette eau se vaporiserait de nouveau, pendant la période d'expansion de la vapeur, et serait repassée tout entière à l'état gazeux, avant la fin de l'excursion du piston.

La précipitation d'une partie de la vapeur d'eau admise dans les cylindres des machines ordinaires à double effet ne saurait être douteuse. — Si l'on peut encore conserver quelque doute sur la liquéfaction partielle de la vapeur dans les cylindres des machines du Cornwall, il n'en est pas ainsi pour ceux des machines à double effet, qui ne sont pas entourés d'une enveloppe de vapeur, ou plus généralement exposés à une source de chaleur extérieure. Dans ces machines, en effet, la vapeur est admise dans une partie du cylindre, qui, un instant avant, communiquait avec le condenseur. Or la raréfaction que la vapeur éprouve pendant la condensation, a nécessairement été accompagnée d'un abaissement de température, et du refroidissement de la paroi interne du cylindre. Ce refroidissement sera surtout considérable, s'il restait encore de l'eau liquide, au moment où la communication avec le condenseur a été ouverte; car cette eau se sera alors transformée rapidement en vapeur, sous l'influence du vide, en enlevant aux parois de l'espace où elle est contenue la chaleur de vaporisation. Lorsqu'ensuite la vapeur venant de la chaudière sera admise de nouveau, il y aura liquéfaction, jusqu'à ce que les parois soient réchauffées. Si la vapeur est admise pendant la course entière du piston, aucune portion d'eau ne pourra repasser à l'état de vapeur, si ce n'est pendant la condensation. Si au contraire la machine est à détente, et si la vapeur n'est admise que pendant une partie de la course du piston, une portion de l'eau liquéfiée se vaporisera de nouveau pendant la détente. On conçoit même la possibilité qu'elle soit vaporisée complétement, avant la fin de la course du piston, parce que d'une part le cylindre peut céder une partie de sa chaleur, et que la quantité de chaleur contenue dans un poids donné de vapeur à saturation diminue un peu avec la température. Mais comme cette diminution est très-petite, qu'il y a d'ailleurs des pertes de chaleur quand le cylindre n'est pas protégé à l'extérieur contre le refroidissement, il arrivera généralement que la vaporisation ne sera pas complète. La chaleur enlevée par la formation de la vapeur qui s'écoule immédiatement au condenseur, est entièrement perdue; cette

perte grave ne peut être prévenue qu'en exposant le cylindre à une source de chaleur extérieure qui vaporise l'eau pendant la course du piston, et diminue par cela même de beaucoup, si elle ne l'annule pas complétement, la quantité d'eau précipitée lors de l'admission de la vapeur.

Utilité des enveloppes de vapeur démontrée par l'expérience.— Aussi toutes les machines d'épuisement du Cornwall, et les anciennes machines à simple effet de Watt, construites en Angleterre, sont-elles pourvues de cylindres-enveloppes : dans le Cornwall où cette pratique n'est pas très-ancienne, et où l'on fait un relevé mensuel du travail exécuté et du combustible dépensé par les machines à vapeur d'épuisement, les ingénieurs m'ont affirmé que l'introduction des enveloppes avait augmenté de 1/10 le travail utile fourni par un poids donné de combustible. Des observations faites en France, par M. Thomas, par M. Farcot, et en dernier lieu par moi-même sur des machines à double effet, à condenseur et à détente fort étendue (la vapeur n'était admise que pendant un dixième de la course du piston), donnent des résultats bien plus élevés encore en faveur des enveloppes avec circulation de vapeur autour du cylindre principal. D'après ces expériences, l'enveloppe produirait une économie de 30 à 40 pour 100 sur le combustible. Sans admettre que l'avantage soit aussi grand dans toutes les machines, il demeure néanmoins certain qu'on réalise ainsi une économie très-appréciable, et que l'expérience générale confirme les raisonnements que nous avons présentés.

Exemple de machine à double effet à détente et sans enveloppe. — J'ai tracé sur les deux diagrammes *fig.* 7 et 8, *Pl. LIX*, relevés sur la mahine à élever l'eau du Pecq qui est dépourvue d'enveloppe, l'arc d'hyperbole dont les ordonnées mesureraient les forces élastiques de la vapeur, si ces forces élastiques eussent varié pendant l'expansion conformément à la loi de Mariotte. On voit que la courbe des tensions effectives tombe d'abord assez fortement en dessous de l'arc d'hyperbole et se relève ensuite au dessus. Il est probable que, dans cette machine, la vapeur continuait encore à se liquéfier en partie, après la fermeture du clapet d'admission, et que l'eau se vaporisait de nouveau vers la fin de la course du piston. Il est vraisemblable aussi que c'est en partie à la vaporisation de l'eau restante dans le cylindre qu'il faut attribuer la lenteur du décroissement de la force élastique de la vapeur derrière le piston, après la mise en communication avec le condenseur. Enfin le refroidissement du cylindre occasionné par cette vaporisation d'eau, occasionne une abondante précipitation de vapeur, au commencement de la course du piston, et c'est là très-vrai-

semblablement une des principales causes pour lesquelles la force élastique de la vapeur dans le cylindre, pendant la période d'admission, est si fort en dessous de celle qui existait dans la chaudière. Au surplus la courbe des tensions de la vapeur, pendant la détente, affecte des formes très-diverses; ainsi dans une machine sans enveloppe et sans condenseur, qui était employée à mouvoir des pompes à Charonne, la courbe des forces élastiques de la vapeur, relevée par M. Thomas, s'est maintenue pendant toute la durée de la détente, fort au dessus de l'arc d'hyperbole. On conçoit en effet que la pression doit varier, pendant la détente, suivant une loi très-compliquée, et différente d'une machine à l'autre, en raison des quantités d'eau entraînées mécaniquement ou condensées pendant la période d'admission, de la vitesse plus ou moins grande du piston, et même de l'épaisseur des parois cylindriques.

On pourrait croire au premier abord, que l'eau entraînée de la chaudière à l'état liquide ne donne lieu qu'à une perte de chaleur beaucoup moindre que si elle sortait à l'état de vapeur. Mais si l'on réfléchit que cette eau se vaporise réellement presque tout entière, pendant la condensation (1), et sorte en grande partie du cylindre à l'état gazeux, on verra qu'en définitive la chaleur de vaporisation empruntée aux parois du cylindre, doit être restituée par la chaudière, et qu'ainsi la quantité de chaleur dépensée est sensiblement la même que si toute l'eau émise par celle-ci en sortait à l'état de vapeur.

Les cylindres pourraient être chauffés extérieurement avec les gaz chauds résultant de la combustion sur la grille du foyer. — Il serait peut-être avantageux de substituer aux enveloppes de vapeur, une enveloppe dans laquelle on ferait circuler une partie des gaz chauds résidus de la combustion dans les foyers des chaudières. Ces gaz étant toujours à une température beaucoup plus élevée que la vapeur, il faudrait, si l'on avait recours à ce procédé, se ménager le moyen de régler la température existante dans l'enveloppe. Une température trop haute pourrait en effet décomposer les graisses dont le cylindre et le piston sont enduits, donner lieu ainsi à une augmentation considérable des frottements, et à une usure rapide des garnitures des pistons. On parviendrait du reste facilement à régler la

(1) Ceci s'applique aux machines dépourvues de condenseur, et qui émettent la vapeur dans l'atmosphère, aussi bien qu'aux machines qui en sont pourvues. Pour les premières, le condenseur c'est l'atmosphère.

température du courant gazeux circulant autour du cylindre, en laissant arriver avec les gaz chauds une certaine proportion d'air atmosphérique. Le procédé que nous indiquons ici n'a pas été essayé à notre connaissance. Cependant, sur quelques mines du Curnwall, et notamment sur celle d'East Crinnis, on fait circuler autour des cylindres les gaz chauds de plusieurs petits foyers établis autour d'eux. (*Mémoire de M. Henwood sur l'action expansive de la vapeur, etc.*)

De la pression résistante derrière le piston. — J'ai admis, dans le calcul du travail moteur transmis au piston de la machine Davey à laquelle se rapporte le diagramme *fig.* 2, *Pl. LXII*, que la pression résistante de la vapeur sous le piston était égale à celle qui était accusée par un baromètre adapté au condenseur. Il est très-probable qu'en effet, dans les machines du Cornwall, la pression dans le cylindre diffère très-peu de celle du condenseur, pendant la descente du piston; car les pompes à air ainsi que le condenseur, y compris le tuyau de communication avec le cylindre, ont de très-grandes dimensions; d'un autre côté la vapeur est déjà très-raréfiée au moment où la soupape d'exhaustion s'ouvre; celle-ci laisse un grand passage à l'écoulement de la vapeur; enfin son ouverture précède celle de la soupape d'admission. Dans les machines où les mêmes conditions ne se réaliseraient pas, la pression résistante dans le cylindre pourrait dépasser d'une quantité très-appréciable celle du condenseur. C'est ce qui arrive, comme on l'a vu, dans la machine à double effet et à détente du Pecq, sur laquelle ont été relevés les diagrammes *fig.* 7 et 8, *Pl. LXI*. Les machines locomotives offrent un exemple encore plus saillant de cet excès de pression résistante. Ici la vapeur, après avoir traversé les orifices démasqués par le jeu du tiroir, s'écoule par un tuyau de forme conique ou pyramidale qui vient déboucher un peu au dessus de la base de la cheminée et sert à activer le tirage. Dans les expériences récentes de MM. Gouin et Le Chatelier sur la machine la Gironde, comme dans les expériences de M. de Pambour, la pression résistante *minimum* derrière les pistons, pendant l'échappement de la vapeur, a toujours dépassé très-notablement la pression atmosphérique. Cet excès varie d'ailleurs avec la vitesse des pistons et la pression motrice. Voici quelques exemples empruntés au travail de MM. Gouin et Le Chatelier : *Recherches expérimentales sur les machines locomotives*. L. Mathias, 1845.

Vitesse moyenne des pistons en mètres par seconde.	Pression motrice sur le piston pendant l'admission, en kilogrammes par centimètre carré.	Pression résistante *minimum* derrière le piston pendant l'échappement, en kilog. par centimètre carré.	Rapport de l'excès de pression sur la pression atmosphérique à la pression de la vapeur dans le cylindre.
1,472	5,87	1,58	0,367
2,668	5,21	2,24	0,553
2,208	5,87	2,23	0,551
2,116	5,12	1,58	0,367
1,656	2,57	1,19	0,160

On voit que pour les vitesses des pistons supérieures à 2 mètres par seconde et des pressions de 5 à 6 atmosphères sur le piston, la pression résistante *minimum* dépasse de plus d'une atmosphère la pression atmosphérique extérieure. Ajoutons que la pression résistante derrière les pistons n'atteint son *minimum* que du tiers à la moitié de la course totale du piston.

Cependant, dans la machine la Gironde qui a été le sujet des expériences, la suppression de la vapeur avait lieu aux deux tiers de la course : il y avait en outre une légère avance à l'exhaustion. La section de l'orifice percé dans la glace sur laquelle glisse le tiroir était de 78 centimètres carrés, pour une surface du piston de 1134 centimètres carrés ; la première était donc $\frac{2}{29}$ de la seconde, rapport plus grand que celui qui existe entre la section du tuyau d'échappement et la surface du piston de la machine du Cornwall que nous avons décrite. On pourrait croire que l'excès de la contre-pression sur la pression atmosphérique est en grande partie au moins le résultat des dispositions prises dans les locomotives, pour que la vapeur qui s'échappe serve à activer le tirage du foyer, en un mot de la disposition de la *tuyère*. Mais MM. Gouin et Le Chatelier se sont assurés que, tandis que la contre-pression derrière le piston s'élevait à 1 atmosphère en sus de la pression atmosphérique, un manomètre à mercure dont le tube était inséré dans l'orifice même d'échappement au dessous du tiroir, n'accusait qu'une pression variable de 8 à 17 centimètres de mercure, soit de 1/9 à 2/9 d'atmosphère ; de ces expériences encore incomplètes ils concluent que les résistances au passage des orifices sont la cause principale de l'excès de pression résistante. Aussi, dans les machines locomotives les plus récentes a-t-on augmenté encore l'avance à l'exhaustion, ainsi que les dimen-

sions des lumières ou orifices par lesquels la vapeur entre dans le cylindre et en sort.

Différences de pression observées dans la chaudière, la boîte à vapeur et les cylindres d'une machine locomotive. — MM. Gouin et Le Chatelier ont aussi mesuré dans la machine locomotive la Gironde l'excès de pression de la vapeur dans la chaudière et dans la boîte à vapeur sur la pression qui s'établit respectivement dans la boîte à vapeur, et dans les cylindres pendant la période d'admission. Voici quelques-uns des résultats qu'ils ont observés.

Vitesse moyenne des pistons en mètres par seconde.	Section du régulateur en centimètres carrés.	Rapport de la section du régulateur à la surface du piston.	Pression en kilogrammes par centimètre carré,		Rapport de l'excès de pression à la pression dans la chaudière.
			dans la chaudière.	dans la boîte du tiroir.	
2m,18	15	1/76	3,63	2,34	0,3554
id.	25	1/45	4,31	3,44	0,252
id.	35	1/32	4,90	4,44	0,094
id.	55	1/21	4,19	3,98	0,050
id.	91	1/12 ½	4,43	4,24	0,043

Vitesse moyenne des pistons.	Pressions en kilogrammes par centimètre carré,		Rapport de l'excèsde pression à la pression dans la boite du tiroir.
	dans la boite du tiroir.	dans les cylindres.	
2,28	4,83	4,13	0,145
2,11	4,33	3,73	0,139
2,20	4,03	3,63	0,099
2,20	4,33	3,93	0,092
2,20	4,83	4,53	0,068
2,57	3,53	3,33	0,057
2,66	4,33	4,13	0,046

Les grandes différences que l'on aperçoit dans ce dernier tableau ne sont pas corrélatives aux vitesses moyennes des pistons ; elles sont attribuées par MM. Gouin et Le Chatelier à l'influence de l'eau entraînée en quantité plus ou moins considérable avec la vapeur. Ils appuient cette opinion sur les observations suivantes, faites en tenant

le niveau de l'eau très-élevé dans la chaudière, ce qui a occasionné un entraînement d'eau beaucoup plus grand qu'à l'ordinaire.

Vitesse moyenne des pistons en mètres par seconde.	Pressions en kilogrammes par centimètre carré,		Rapport de l'excès de pression à la pression dans la boite du tiroir.
	dans la boite du tiroir.	dans les cylindres.	
2,587	4,43	3,33	0,248
2,479	3,23	2,43	0,248
2.295	4,83	3.53	0.269
2,295	4,33	3,13	0,277
2,571	4,23	2,93	0.307
1,833	4,66	2,90	0,377 *

* Dans cette dernière expérience, la machine primait considérablement, et le régulateur était entièrement ouvert. On dut le fermer dans la crainte que les pistons ne brisassent les fonds des cylindres.

Enfin l'influence de l'eau se fait sentir d'une manière aussi nuisible, pendant l'échappement, en augmentant la pression résistante dans les cylindres.

Bien que ces résultats aient été observés sur des machines locomotives dont les conditions diffèrent beaucoup de celles des machines ordinaires, et surtout des machines d'épuisement à simple effet, nous les avons consignés ici, parce que si ces phénomènes ne se produisent pas avec la même évidence, dans ces dernières machines, les causes n'en existent pas moins et peuvent donner lieu à des effets analogues quoique moins marqués.

Conclusion tirée des faits rapportés. — De ces faits nous tirons la conclusion que l'écoulement de la vapeur hors du cylindre doit être facilité par de grandes dimensions de la soupape d'exhaustion et des tuyaux qui conduisent au condenseur; qu'il importe dans le même but que l'ouverture de la soupape d'exhaustion ou de l'orifice d'échappement précède celle de la soupape ou de l'orifice d'admission sur la face opposée du piston; que la détente de la vapeur contribue à diminuer la contre-pression dans le cylindre, en ce que déjà la vapeur est arrivée à un certain degré de raréfaction avant l'ouverture de la soupape d'exhaustion, et qu'ainsi outre ses avantages directs, la détente a encore celui de diminuer la pression résistante derrière le piston d'une machine; que cette pression résistante est augmentée

par l'existence de l'eau entraînée ou précipitée qui peut exister dans le cylindre, au moment où la soupape d'exhaustion s'ouvre, et que sous ce rapport encore il est utile d'entourer le cylindre d'une chemise où l'on admet la vapeur de la chaudière, ou d'exposer le cylindre à une autre source de chaleur extérieure.

Tous ces principes, sauf peut-être le dernier relatif aux enveloppes, sont aujourd'hui généralement admis par tous les constructeurs instruits et expérimentés. Cependant leur application n'est pas aussi générale qu'on pourrait le désirer. Ainsi l'on construit encore beaucoup de machines à double effet et à tiroir dans lesquelles la vapeur est admise jusqu'à la fin de la course du piston ; dans d'autres, il n'y a pas d'avance suffisante à l'exhaustion ; dans presque toutes les machines où la vapeur est distribuée au moyen d'un tiroir, la vapeur entre dans le cylindre et en sort par les mêmes orifices, dont la section suffisante pour l'admission ne l'est pas pour l'échappement. Il faudrait donc augmenter cette section, la porter à 1/10 à peu près de la surface du piston dans les machines où la détente ne serait pas utilisée dans une très-grande étendue, ou bien avoir des orifices séparés pour l'entrée et la sortie de la vapeur, ce qui ne compliquerait pas beaucoup le système de distribution. Enfin ce n'est que dans ces derniers temps qu'on a tenté quelques mesures efficaces contre l'entraînement d'eau dont l'effet est si nuisible.

Emploi de la vapeur surchauffée par M. Sorel. — Nous signalerons une disposition que M. Sorel a proposée et appliquée à une petite machine à vapeur des environs de Paris. Deux tuyaux distincts de prise de vapeur sont insérés sur la chaudière et vont aboutir à la boîte de distribution. Chacun d'eux est muni d'un robinet qui sert à régler l'écoulement. L'un est disposé comme le sont les tuyaux de prise de vapeur ordinaire ; l'autre circule dans les carneaux supérieurs du foyer, ou à la base de la cheminée. La vapeur qui a acquis dans ce parcours une température élevée se mêle à celle qui, venant directement de la chaudière, peut être chargée d'eau, et le mélange des deux vapeurs se trouve ainsi desséché et suréchauffé. Un thermomètre adapté à la boîte de distribution fait connaître la température que l'on peut faire varier en ouvrant ou fermant plus ou moins les robinets placés sur les deux tuyaux. Ce procédé nous paraît mériter d'être étudié, et nous n'hésitons pas à le recommander à l'attention des propriétaires et des constructeurs de machines.

S'il arrivait que le suréchauffement de la vapeur présentât des inconvénients par suite de l'action de la vapeur trop échauffée sur les garnitures des pistons ou sur les corps gras employés à les lubréfier,

on pourrait se borner à entourer le tuyau de prise de vapeur d'un tuyau enveloppe que l'on maintiendrait en communication constante avec la vapeur de la chaudière. L'on éviterait du moins ainsi la précipitation dans le tuyau de prise de vapeur, d'une certaine quantité d'eau qui peut s'y condenser et être ensuite entraînée dans le cylindre.

Calcul de la limite du travail moteur transmis au piston d'une machine à vapeur. — Les observations et les considérations qui précèdent font voir que l'action de la vapeur, dans les machines, est modifiée par des causes nombreuses et très-complexes, qui rendent incertains les résultats des formules par lesquelles on a exprimé le travail moteur, qu'un poids donné de vapeur ou de combustible peut transmettre au piston de chaque système de machines à vapeur. Ces formules ne donnent qu'une limite supérieure du travail moteur, limite souvent très-écartée de celui qui reste en effet disponible. Nous aurons soin, en les exposant, de signaler ce qui reste encore douteux dans les principes mêmes sur lesquels elles sont établies.

Le travail moteur transmis au piston d'une machine est exprimé par l'intégrale de la pression effective, constante ou variable, exercée sur le piston, multipliée par l'élément du chemin parcouru par ce piston. P étant la pression motrice de la vapeur sur l'unité superficielle, A l'aire du piston, p la pression résistante qui a lieu derrière le piston, e la distance de celui-ci à l'origine de sa course, dont nous désignerons l'étendue totale par L, le travail moteur, transmis pendant une excursion complète du piston, est $\int_0^L (P-p)\,de$.

La pressions P et p peuvent être constantes ou variables; en tout cas, il faut qu'elles soient connues en fonction de e pour que l'intégrale puisse être calculée.

Conditions dans lesquelles la pression résistante derrière le piston est constante et sensiblement égale à celle du condenseur. — La pression résistante p est ordinairement regardée comme constante et égale à celle qui existe dans le condenseur, ou plus généralement dans l'espace avec lequel communique la partie du cylindre séparée par le piston de celle qui contient la vapeur motrice. On conçoit qu'il en sera nécessairement ainsi, dans les machines où la vapeur est admise pendant une assez petite fraction de la course de piston, pour qu'elle soit arrivée, à la fin de cette course, à un état de raréfaction tel que sa force élastique soit égale ou dépasse très-peu celle qui existe dans le condenseur. Les observations que j'ai faites avec

l'indicateur de Watt sur une machine de M. Farcot à condenseur, et sur une machine sans condenseur établie à Charonne, où la vapeur n'était admise que pendant une petite fraction, $\frac{1}{8}$ à $\frac{1}{10}$ de la course du piston, m'ont, en effet, prouvé que la pression résistante dans le cylindre était uniforme et à peine supérieure à celle du condenseur, pendant la course entière du piston. Mais lorsque l'expansion de la vapeur motrice sera plus restreinte, on ne pourra obtenir que la pression résistante se rapproche de celle du condenseur, qu'en donnant de l'*avance à l'exhaustion*, et de grandes dimensions à l'orifice d'échappement. On comprend d'ailleurs que le degré d'avance et les dimensions de l'orifice devront croître à mesure que la vapeur qui s'échappera, sera à un état de densité plus considérable, et que la vitesse du piston sera plus grande. Les observations relatives aux machines locomotives et à la machine du Pecq, que nous avons citées précédemment, mettent cela en évidence. Dans plusieurs machines locomotives des mieux construites, le tiroir est réglé de manière à ce que l'orifice d'échappement commence à être démasqué par les rebords du tiroir, au moment où il reste encore à parcourir au piston les six ou sept centièmes de sa course. Ceci peut être regardé comme une limite supérieure, qui ne doit être atteinte que dans les machines dont le piston se meut très-vite, en même temps que la vapeur y est admise pendant plus de la moitié de la course. Il conviendrait aussi, dans ces machines, de donner à l'orifice d'échappement des dimensions très-considérables. L'expérience prouve que la section du passage est insuffisante dans les locomotives, bien qu'elle soit 1/12 de l'aire du piston.

La pression p étant regardée comme constante, on a :

$$\mathrm{A}\int_0^{\mathrm{L}}(\mathrm{P}-p)\,de = \mathrm{A}\left\{\int_0^{\mathrm{L}}\mathrm{P}de - p\mathrm{L}\right\}.$$

On suppose ordinairement la pression P constante, pendant l'admission de la vapeur; nous avons vu qu'il en est ainsi dans la plupart des machines. Cette pression P est d'ailleurs toujours inférieure à celle de la chaudière, dont elle diffère cependant assez peu dans les machines qui sont convenablement construites, et dans lesquelles l'étendue de l'admission est bien proportionnée aux forces résistantes. Si donc, on désigne par P la pression dans la chaudière, et par l l'étendue de la course du piston pendant laquelle la vapeur est

admise dans le cylindre, A P l sera la limite supérieure du travail transmis au piston pendant l'admission, et l'on aura :

$$A\int_0^L P de = APl + A\int_l^L \varphi de,$$

φ désignant la pression variable de la vapeur qui se détend dans le cylindre, aprèsla fermeture de la communication avec la chaudière.

On suppose ordinairement que la vapeur, pendant l'expansion, suit la loi de Mariotte, c'est-à-dire que sa force élastique varie en raison inverse du volume qu'elle occupe. Dans cette hypothèse, en désignant par V le volume de la vapeur, au moment de la fermeture de l'admission, lorsque sa pression est égale à P, on a l'équation :

$$\varphi \left\{ V + A(e-l) \right\} = PV$$

et

$$\int_l^L \varphi de = PV \int_l^L \frac{de}{V+A(e-l)} = \frac{PV}{A} \text{ log. hyp.} \frac{V+A(L-l)}{V}.$$

Ainsi le travail moteur, transmis au piston pendant une excursion entière, est exprimé par :

$$APl + PV \text{ log. hyp.} \frac{V+A(L-l)}{V} - ApL.$$

Le volume V occupé par la vapeur, au moment de la fermeture de la soupape d'admission, est égal à l'espace A l, engendré par le piston pendant la période d'admission, plus l'espace qui se trouve compris entre la soupape d'admission et la limite de la course du piston. Ce dernier comprend le jeu qu'il faut laisser entre le piston arrivé à la limite de sa course et le couvercle du cylindre, pour que celui-ci ne soit pas exposé à être atteint et brisé accidentellement par le piston, et le contenu du tuyau de vapeur jusqu'à la soupape d'admission ; on peut, en tout cas, poser $V = A\,(l+l')$, l' désignant la hauteur d'un cylindre, dont la base serait A, et dont le volume serait égal à l'espace que nous venons de définir.

Introduisant cette valeur de V, le travail transmis au piston est :

$$P\,l + AP(l+') \text{ log. hyp.} \frac{(L+l')}{(l+l')} - ApL.$$

Une partie du travail moteur transmis au piston, doit être nécessairement employée à refouler, dans la chaudière, la quantité d'eau nécessaire pour remplacer celle qui en sort à chaque coup de piston, et si la machine est pourvue d'un condenseur, il faut encore qu'une pompe particulière, la pompe à air, extraie du condenseur toute l'eau qui y est injectée ou qui résulte de la condensation de la vapeur, pour la rejeter dans l'atmosphère, ce qui absorbe encore une partie du travail moteur. Si nous désignons par a le volume d'eau qui doit être refoulé dans la chaudière à chaque coup de piston, par q la pression atmosphérique sur l'unité superficielle, a (P$-q$) sera l'expression du travail résistant, correspondant au refoulement de l'eau dans la chaudière. D'un autre côté, si nous désignons par I le volume d'eau injecté dans le condenseur à chaque coup de piston, un volume d'eau total I $+ a$ devra être, à chaque coup de piston, extrait du condenseur où existe la pression p, pour être rejeté dans l'atmosphère, ce qui donnera lieu à un travail résistant exprimé par $(\mathrm{I}+a)(q-p)$.

Le travail résistant total, nécessaire pour vider le condenseur et alimenter la chaudière, est donc :

$$a(\mathrm{P}-q)+(\mathrm{I}+a)(q-p)=a(\mathrm{P}-p)+\mathrm{I}(q-p).$$

La limite supérieure du travail qui reste disponible est donc :

$$\mathrm{AP}l+\mathrm{AP}(l+l')\,\text{log. hyp.}\,\frac{\mathrm{L}+l'}{l+l'}-\mathrm{A}p\mathrm{L}-a(\mathrm{P}-p)-\mathrm{I}(q-p). \quad (a)$$

De laquelle il faut d'abord déduire le travail absordé par les résistances passives occasionnées par le jeu des pièces de la machine même, savoir les frottements du piston moteur, des pistons des pompes à air et alimentaire, les résistances dues au glissement du tiroir ou au jeu des soupapes de distribution, l'excès de la pression résistante sur la pression p du condenseur, l'excès de la pression dans la chaudière sur celle qui s'établit dans le cylindre pendant la période d'admission, etc., etc.

La formule (a) s'applique d'ailleurs à tous les genres de machines.

Si on suppose que la vapeur soit admise pendant toute la course du piston, que la machine fonctionne sans aucune détente, on a : $l=\mathrm{L}$, ce qui fait disparaître le second terme, et réduit l'expression du travail à :

$$(\mathrm{AL}-a)(\mathrm{P}-p)-\mathrm{I}(q-p).$$

Si la machine est sans condenseur, et que la vapeur soit évacuée librement dans l'atmosphère, il faut faire $p=q$, ce qui réduirait l'expression, dans le cas des machines sans détente, à :

$$(\mathrm{AL}-a)\ (\mathrm{P}-q).$$

Dans le cas où il y a avance à l'exhaustion, avance ou retard à l'admission, il faut introduire dans l'équation des termes que l'on détermine sans difficulté, en supposant que les pressions du condenseur et de la chaudière s'établissent dans le cylindre immédiatement après que les orifices d'exhaustion et d'admission sont ouverts. Cette hypothèse est toutefois fort inexacte, surtout en ce qui concerne l'égalité immédiate de pression dans le condenseur et le cylindre; mais comme l'exhaustion ne commence jamais avant les 6 ou 7 derniers centièmes de la course du piston, que d'ailleurs l'hypothèse de l'égalité entre la pression, dans le condenseur et dans le cylindre, pendant la fin de la course, rend le travail moteur calculé inférieur au travail réellement transmis au piston, ces évaluations sont suffisamment approchées pour la pratique. Quant à la contre-pression qui s'établit derrière le piston, lorsque la communication avec le condenseur est supprimée avant la fin de la course du piston, on l'évaluera aussi avec une approximation suffisante, en admettant que la vapeur, qui se comprime derrière le piston, suit la loi de Mariotte. Ces corrections sont si faciles à faire, dans chaque cas particulier, qu'il est inutile de les présenter ici. Reprenons la formule générale (a).

Volume de vapeur par coup de piston. — Le volume de vapeur dépensé à chaque coup de piston serait évidemment égal à l'espace $\mathrm{A} \times l$, engendré par le piston, augmenté de l'espace $\mathrm{A}l'$, si ce dernier espace était absolument vide de vapeur; mais il n'en est jamais ainsi. Cet espace est toujours rempli de vapeur, dont la tension est au moins égale à celle qui existe dans le condenseur. Elle est même supérieure à celle-ci dans toutes les machines à simple effet, comme celle du Cornwall, où l'espace dont il s'agit ne communique jamais avec le condenseur, et dans les machines à double effet où l'orifice d'exhaustion est fermé un peu avant la fin de la course du piston. Si q' désigne la pression de la vapeur dans l'espace $\mathrm{A}l'$ au moment de l'ouverture de la soupape d'admission, on détermine approximativement de la manière suivante, le volume de vapeur à la pression P qui vient se loger dans cet espace. Un volume $\mathrm{A}l'$ de vapeur, sous la pression q', serait réduit, d'après la loi de Mariotte, à un volume

$Al' \times \frac{q'}{P}$ sous la pression P. L'espace à remplir par la vapeur fournie par la chaudière, est donc seulement $Al' - Al' \frac{q'}{P} = Al' \left(1 - \frac{q'}{P}\right)$. En définitive, le volume de vapeur sous la pression P, à dépenser à chaque coup de piston est :

$$A \left\{ l + l' \left(1 - \frac{q'}{P}\right) \right\}.$$

Densité de la vapeur. — Quant à la densité de la vapeur, on la calcule ordinairement en partant de la densité, qui a été déterminée expérimentalement par M. Gay-Lussac, et en supposant que la vapeur, à des températures et sous des pressions différentes de celles où les expériences ont été faites, suit les deux lois de Mariotte et de M. Gay-Lussac.

Densité déterminée par M. Gay-Lussac par l'expérience directe et d'après la composition chimique. — La densité de la vapeur d'eau, d'après les expériences de M. Gay-Lussac, sur la vapeur non saturée et à la température de 100 degrés, est 10/16 de celle de l'air atmosphérique (0,625).

La densité déduite de la composition chimique de la vapeur d'eau, d'après laquelle 1 volume d'oxygène et 2 volumes d'hydrogène forment 2 volumes de vapeur d'eau, serait 0,6219, comme il suit :

1 volume d'oxygène, dont la densité est.	1,1055
2 volumes d'hydrogène, dont la densité est 0,0691, $2 \times 0,0691$.	0,1382
2 volumes de vapeur d'eau.	1,2437

Ce qui donne pour la densité de la vapeur :

$$\frac{1,2437}{2} = 0,6219.$$

Résultats des expériences de M. Regnault et d'autres physiciens. — Les expériences récentes de M. Regnault donnent, pour le rapport de la densité de la vapeur aqueuse à celle de l'air, à la température de 100 degrés, et sous des pressions comprises entre 161 et 357 millimètres de mercure (Comptes rendus de l'Académie des Sciences, séance du 21 avril 1845), la valeur moyenne 0,623, qui

diffère à peine de celle qui résulte de la composition chimique. Sous des pressions plus rapprochées de 760 millimètres de mercure, et par conséquent près du point de saturation, ce physicien a trouvé des nombres sensiblement plus forts, qu'il n'a pas publiés, parce qu'il a craint que l'exactitude des résultats ne fût altérée par une certaine quantité d'eau condensée à la surface du ballon en verre qui contenait la vapeur.

Le physicien allemand Schmeddinck, qui a déterminé les densités de la vapeur à saturation dans l'air atmosphérique, a trouvé ces densités, comparativement à celle de l'air, exprimées par des nombres croissant depuis 0,616 jusqu'à 0,652, pour des températures comprises entre 13 et 44 degrés centigrades.

Hypothèse de Southern. — Southern, qui a expérimenté sur la vapeur à des températures supérieures à 100 degrés, et des pressions voisines de celle qui correspond à la saturation, a trouvé des densités croissantes avec la température, de telle sorte qu'il a été conduit à admettre que les poids spécifiques de la vapeur à saturation étaient simplement proportionnels aux pressions.

Poids spécifiques de la vapeur à saturation. Nécessité de nouvelles expériences directes pour les déterminer. — Le poids du mètre cube d'air à 0 degré, et sous la pression d'une atmosphère, 1kil.,033 par centim. carré, est de 1kil.,299, d'après les expériences de MM. Biot et Arago. De 0 à 100 degrés, l'air se dilate des 366/1000 de son volume à 0 degré; en conséquence le poids du mètre cube d'air à 100 degrés, sous la pression de 1kil.,033, est :

$$\frac{1k,299}{1,366} = 0k,951.$$

Si l'on admet que le rapport de la densité de la vapeur à celle de l'air demeure constant pour la vapeur à l'état de saturation, le poids du mètre cube de vapeur à 100 degrés, et sous la pression de 1kil.,033 serait égal à :

$$0,622 \times 0^{k},951 = 0^{k},5915.$$

Et le poids spécifique de la vapeur à saturation à une température T et sous une pression P, étant désigné par q, on aurait en général :

$$q = 0k,5915 \times \frac{P}{1,033} \times \frac{1,366}{1+0,00366\,T}, \qquad (M)$$

La température T étant exprimée en degrés centigrades, et la pression P en kilogrammes sur un cent. carré.

D'un autre côté, l'hypothèse de Southern donnerait simplement pour le poids spécifique de la vapeur à saturation sous une pression quelconque P,

$$q = 0_k{,}5915 \times \frac{P}{1{,}033} = 0{,}5726\,P, \qquad (N)$$

Les deux formules sont presque certainement inexactes. D'abord le nombre 0,5915, qui entre dans l'une et dans l'autre comme exprimant le poids de la vapeur à 100 degrés et à saturation, est encore incertain, et il y a lieu de penser qu'il est un peu trop petit. D'un autre côté, quant à la formule (M), il est certain que le coefficient de dilatation que l'on regardait autrefois comme constant, varie au contraire d'un gaz à un autre, et varie aussi pour un même gaz avec la pression; l'on sait également que les forces élastiques ne suivent plus la loi de Mariotte, dans le voisinage du point de liquéfaction, et qu'elles s'en écartent même déjà très-sensiblement pour des pressions et des températures encore très-éloignées du changement d'état. Ainsi, on ne saurait douter que le coefficient de dilatation 0.00366, qui convient à l'air atmosphérique et à l'hydrogène, qui ne convient déjà plus à l'acide carbonique et encore moins à l'acide sulfureux, ne soit en défaut pour la vapeur à saturation, et à la densité correspondante à des pressions de 4 ou 5 atmosphères. Pour ces pressions élevées, d'après l'analogie et les expériences de Southern, on est inévitablement amené à conclure que la formule (M) donne, pour les poids spécifiques, des valeurs trop faibles.

D'un autre côté, il est difficile d'admettre que la température n'exerce plus aucune influence, comme le suppose la formule (N). La vérité est sans doute entre les deux, et malheureusement l'écart qui existe entr'elles est encore assez grand et nous laisse dans une incertitude fâcheuse sur la question très-importante du poids spécifique de la vapeur, employée dans les machines. En attendant les résultats des expériences entreprises à ce sujet par M. Regnault, nous donnerons les tables des valeurs de q, pour les pressions supérieures à une atmosphère, calculées d'après les deux formules (M) et (N).

Relation entre la température élastique de la vapeur à saturation. Expériences de MM. Arago et Dulong, de M. Regnault. — Mais auparavant nous devons faire connaître les relations qui existent

entre la température T et la pression P de la vapeur aqueuse à saturation, qui se trouvent dans la première de ces formules. Ces relations sont déterminées aujourd'hui avec un degré d'exactitude qui ne laisse rien à désirer par les expériences de MM. Arago et Dulong, qui s'étendent depuis la pression d'une atmosphère jusqu'à celle de 24 atmosphères, à laquelle correspond une température de 224 degrés centigrades, et par celles de M. Regnault, qui embrassent l'intervalle de températures de — 32 degrés jusques à + 150 degrés, et l'intervalle des pressions correspondantes de $0^{gramm.}$,421 à $4^{kil.}$,882 par centimètre carré (4/1000 d'atmosphère à $4^{atm.}$,72). M. Regnault a employé des appareils différents, suivant les températures auxquelles il opérait. Nous nous bornerons à dire ici que, pour celles qui sont comprises entre — 32 et + 60 degrés, les tensions de la vapeur aqueuse à saturation ont été mesurées dans le vide ou dans un air très-raréfié. Pour les températures supérieures à 60 degrés, M. Regnault a déterminé, avec une grande précision, le degré d'ébullition de l'eau dans un appareil clos où il créait, à l'aide d'une machine pneumatique, ou d'une pompe de compression, une atmosphère artificielle, dont la force élastique était égale à celle de la vapeur qui se développait. Il a pu ainsi obtenir des pressions et des températures invariables pendant un temps suffisamment long pour être bien assuré que les thermomètres qu'il avait dû renfermer dans des tubes métalliques, pour les soustraire à la pression de la vapeur et de l'atmosphère artificielle, s'étaient mis en équilibre de température avec la vapeur formée. Enfin ces deux méthodes différentes ayant été appliquées, pour des températures comprises entre 30 et 60 degrés, l'ont conduit à des résultats identiques. Voici les tables des forces élastiques correspondantes aux températures et à l'état de saturation, d'après les expériences de M. Regnault (1).

(1) Les tables suivantes sont extraites de celles que M. Regnault a publiées dans son mémoire. Les pressions sont calculées par les formules d'interpolation qu'il a données, et qui sont rapportées dans la dernière colonne.

Table des forces élastiques de la vapeur aqueuse de — 32° à 0°.

TEMPÉRATURES en degrés du thermomètre centigr.	FORCES ÉLASTIQUES en millimètres de mercure.	FORCES ÉLASTIQUES en grammes par centimètre carre.	OBSERVATIONS.
degrés.	millim.	grs.	
—32	0,310	0,421	La formule d'interpolation est $e=a+b\alpha^x$, dans laquelle $x=t+32$, t étant la température, e la pression en mill. de mercure. Les trois constantes ont été déterminées par les trois valeurs suivantes:
—30	0,365	0,496	$t=-32$ $x=0$ $e=0^{mm},31$
—25	0,553	0,752	$t=-16$ $x=16$ $e=1,18$
—20	0,841	1,1421	$t=8$ $x=32$ $e=4,60$
—15	1,284	1,745	on a ainsi :
—10	1,963	2,666	$\log b=\bar{1},4724984$
— 5	3,004	4,083	$\log \alpha=0,0371566$
0	4,600	6,252	$a=+0,0131705$

Table des forces élastiques de la vapeur aqueuse de 5° *en* 5°, *depuis* 0° *jusqu'à* 30°, *et de degré en degré de* 30° *à* 100°.

TEMPÉRATURES en degrés du thermomètre centigr.	FORCES ÉLASTIQUES en millimètres de mercure.	FORCES ÉLASTIQUES en grammes par centimètre carré.
degrés.	millim.	grs.
0	4,600	6,252
5	6,534	8.902
10	9,165	12,457
15	12.699	17,261
20	17,391	23,638
25	23,550	32,010
30	31,548	42,881
31	33,406	45,417
32	5,359	48,061
33	37,411	50,850
34	39,565	53,777
35	41,827	56,852
36	44,201	60,080
37	46.691	63,463
38	49,302	67,013
39	52,039	70,733
40	54.906	74,630
41	57,910	78,711
42	61,055	82,986
43	64.346	87,460
44	67,790	92,142
45	71,391	97,037
46	75,158	102,148
47	79,093	107,500
48	83,204	113,092
49	87,499	118,932
50	91,982	125,023
51	96,661	131,382
52	101,543	138,020
53	106,636	144,940
54	111,945	152,157
55	117,478	159,681
56	123,244	167,515
57	129,251	175,680
58	135,505	184,183

OBSERVATIONS.

La formule est :

$$\log e = a + b\alpha_1{}^t + c\beta_1{}^t$$

où t est la température et e la pression en millimètres de mercure.

Les cinq coefficients a, b, α_1, c et β_1 ont été déterminés par les données suivantes résultant des observations.

	mm.
$t = 0$	$e = 4,60$
$t = 25$	$e = 23,55$
$t = 50$	$e = 91,98$
$t = 75$	$e = 288,50$
$t = 100$	$e = 760,00$

on a trouvé ainsi :

$a = +4,738438$
$\log \alpha_1 = \underline{0},006865036$
$\log \beta_1 = \bar{1},9967249$
$\log b = 2,1340339$
$\log e = 0,6116485$

TEMPÉRATURES en degrés du thermomètre centigr.	FORCES ÉLASTIQUES		OBSERVATIONS.
	en millimètres de mercure.	en grammes par centimètre carré.	
degrés.	millim.	grs.	
59	142,015	193,052	
60	148,791	202,236	
61	155,839	211,820	
62	163,170	221,784	
63	170,791	232,144	
64	178,714	242,911	
65	186,945	254,100	
66	195,496	265,724	
67	204,376	277,793	
68	213,596	290,320	
69	223,165	303,327	
70	233,093	316,823	
71	243,393	330,823	
72	254,073	345,353	
73	265,147	360,400	
74	276,624	375,992	
75	288,517	392,164	(*Voir* la formule à la page précédente.)
76	300,838	408,900	
77	313,600	426,160	
78	326,811	444,200	
79	340,488	462,800	
80	354,643	482,033	
81	369,287	501,937	
82	384,435	522,523	
83	400,101	543,823	
84	416,298	565,700	
85	433,041	588,600	
86	450,344	612,114	
87	468,221	636,414	
88	486,687	661,528	
89	505,759	687,433	
90	525,450	714,200	
91	545,778	741,817	
92	566,757	770,350	
93	588,406	799,760	
94	610,740	830,120	
95	633,778	861,433	
96	657,535	893,740	
97	682,029	927,020	
98	707,280	961,330	
99	733,305	996,717	
100	760,000	1033,000	

Table des forces élastiques de la vapeur, de 100° *à* 150°.

TEMPÉRATURES en degrés du thermomètre centigr.	FORCES ÉLASTIQUES		OBSERVATIONS.
	en millimètres de mercure.	en kilogrammes par centimètre carré.	
degrés.	millim.	kilog.	
100	760,00	1,033	La formule d'interpolation est :
101	787,00	1,070	$\log e = a - b\alpha^x$
102	814,70	1,108	dans laquelle $x = t - 100°$, e la force élastique en millimètres de mercure.
103	843,30	1,140	Les trois constantes de cette formule ont été déterminées d'après les données suivantes déduites de l'observation :
104	872,75	1,186	$t = 100°$ $x = 0$ $e = 760,00$
105	902,94	1,227	$t = 123°$ $x = 23$ $e = 1621,00$
106	934,17	1,270	$t = 146°$ $x = 40$ $e = 3177,00$
107	966,20	1,313	on trouve :
108	999,32	1,358	$a = +5,8267890$
109	1033,28	1,404	$\log b = \underline{0},4692291$
110	1068,21	1,452	$\log \alpha = 1,9977641$
111	1104,00	1,501	
112	1141,03	1,551	
113	1179,00	1,603	
114	1218,07	1,656	
115	1258,31	1,710	
116	1290,33	1,760	
117	1342,00	1,824	
118	1385,28	1,883	
119	1430,00	1,944	
120	1470,00	2,000	
121	1523,21	2,070	
122	1571,65	2,130	
123	1621,19	2,204	
124	1672,09	2,273	
125	1724,48	2,344	
126	1778,04	2,417	
127	1833,18	2,492	
128	1889,54	2,568	
129	1947,33	2,647	
130	2006,70	2,728	
131	2067,60	2,810	
132	2129,80	2,895	
133	2195,70	2,982	
134	2259,50	3,071	
135	2326,50	3,162	

TEMPÉRATURES en degrés du thermomètre centigr.	FORCES ÉLASTIQUES en millimètres de mercure.	FORCES ÉLASTIQUES en kilogrammes par centimètre carré.	OBSERVATIONS.
degrés.	millim.	kilog.	
136	2394,70	3,255	(*Voir* la formule à la page précédente.)
137	2464,80	3,351	
138	2537,00	3,448	
139	2610,90	3,549	
140	2686,30	3,651	
141	2763,60	3,756	
142	2842,70	3,864	
143	2923,50	3,974	
144	3006,20	4,096	
145	3090,90	4,201	
146	3177,50	4,319	
147	3266,10	4,439	
148	3356,80	4,565	
149	3449,40	4,688	
150	3543,70	4,882	

MM. Arago et Dulong ont déterminé les forces élastiques de la vapeur, en chauffant l'eau dans une chaudière fermée à des températures de plus en plus élevées. — Les températures étaient accusées par des thermomètres plongés, les uns dans l'eau, les autres dans la vapeur, et renfermés d'ailleurs dans des tubes en métal, pour les préserver de la pression de la chaudière. Les pressions étaient accusées par un grand manomètre à air libre, ou par un manomètre fermé dont la correspondance avec le manomètre à air libre avait été vérifiée d'avance. On observerait simultanément les thermomètres et les manomètres lorsque les températures et les pressions, ayant acquis leur maximum, étaient devenues stationnaires. Les expériences de MM. Arago et Dulong ont été poussées jusqu'à une pression de 24 atmosphères ou 24 kil.,792 par centimètre carré, correspondante à la température de 224 degrés centigrades. Dans le mode d'expérimentation qu'ils ont suivi, l'eau n'entrait réellement pas en ébullition. Ils mesuraient la pression et la température correspondante de la vapeur qui remplissait la partie supérieure de la chaudière. Leurs résultats, dans l'intervalle de température compris entre 100 et 150 degrés, ne diffèrent de ceux de M. Regnault que de quantités négligeables dans la pratique. Les températures sont toutes un

peu plus faibles, pour les mêmes pressions, d'après M. Regnault que d'après MM. Arago et Dulong. Ces illustres physiciens ont représenté l'ensemble des résultats qu'ils ont obtenus par deux formules d'interpolation, dont l'une applicable aux tensions supérieures à 4 atmosphères, revient à l'équation :

$$p = 1,033\,(0,2847 + 0,007153t)^{5},$$

dans laquelle t est la température en degrés centigrades, et p la pression en kilogrammes sur un centimètre carré.

Pour les tensions comprises entre 1 et 4 atmosphères, l'ensemble de leurs résultats est exprimé avec une assez grande approximation par la formule :

$$p = 0,0136 \times \left(\frac{t+75}{85}\right)^{6},$$

qui avait été donnée par Tredgold.

Formule d'interpolation applicable aux températures comprises entre 30 *et* 150 degrés. — J'ai cherché à lier, par une formule d'interpolation aussi simple que les précédentes, dont l'usage est commode pour le calcul du travail mécanique de la vapeur, les forces élastiques et les températures, depuis 40 jusqu'à 150 degrés centigrades, limites entre lesquelles il importe, principalement pour l'application aux machines à vapeur, d'avoir une loi simple. J'ai posé l'équation $p = (a + bt)^{\mu}$; j'ai déterminé les deux coefficients a et b, et l'exposant μ, en prenant les données suivantes des expériences de M. Regnault :

$t = 40°$	$p =$ 74 grammes,63
$t = 100$	$p = 1033$
$t = 150$	$p = 4882$

j'ai trouvé ainsi $a = 1,300172$, $b = 0,0187457$ et $\mu = 6,0077$. La formule d'interpolation serait en conséquence :

$$p = [1,300172 + 0,0187457t]^{6,0077},$$

dans laquelle la température t est exprimée en degrés du thermomètre centigrade usuel, et la pression p en grammes sur un centimètre carré de surface. Elle représente les résultats des observations entre 40 et 150 degrés avec une exactitude bien suffisante pour la pratique.

Ainsi pour $t = 70°$, cette formule donne $p = 320^g,2$
Par celle de M. Regnault on a : $p = 316,8$

Différence. . . . . $+ 3,4$ ou 1/100

Pour $t = 125°$, la formule proposée donne $p = 2362^g$
Par celle de M. Regnault on a : . . . $p = 2344$

Différence. . . . . . $+ 18$ ou 8/1000

Enfin pour $t = 160°,2$, à laquelle correspond une pression de 6 atmosphères, ou 6198 par centimètre carré, d'après les expériences de MM. Arago et Dulong, la formule proposée donne $p = 6421$ grammes. La différence entre le résultat de l'observation et celui de la formule s'élève ici à 223 grammes ou 35/1000 du résultat observé. Mais on remarquera que les températures correspondantes aux pressions sont toutes un peu plus faibles, d'après les expériences de M. Regnault, que d'après celles de MM. Arago et Dulong ; la formule dont les coefficients ont été déterminés d'après les résultats des expériences de M. Regnault doit donc s'écarter dans le même sens que celles-ci de la dernière observation citée. La différence est d'ailleurs très-petite et ne s'élève pas à 1 degré 1/2 de température ; car d'après la formule proposée, la température t correspondante à une pression $p = 6198$ grammes serait égale à 158°,8, au lieu de 160°,2.

Je regarde donc cette formule comme pouvant s'appliquer avec une exactitude suffisante entre les températures 30 et 160 degrés et les pressions correspondantes, qui sont 1/20 d'atmosphère et 6 atmosphères. La vapeur dans nos machines ne se trouvant jamais qu'à des pressions comprises dans ces limites, la formule comprend tous les cas qu'on a à considérer dans la pratique.

Table des poids spécifiques de la vapeur calculées dans deux hypothèses différentes. — Je donne maintenant deux tables des poids spécifiques de la vapeur, calculées, la première dans l'hypothèse que le rapport des densités de la vapeur aqueuse et de l'air est constamment égal à 0,622, que les deux fluides suivent la loi de Mariotte quelles que soient les pressions et les températures, et ont l'un et l'autre pour coefficients de dilatation 0,00366 ; la seconde, dans l'hypothèse de Southern, savoir que les densités de la vapeur à saturation sont simplement proportionnelles aux forces élastiques. Le point de départ commun de l'une et de l'autre, est que le poids du mètre cube de vapeur à 100 degrés, et sous la pression de $1^{kil.},033$ par centimètre carré, est égal à $0^{kil.},5915$. La seconde table ne cor-

prend d'ailleurs que les poids spécifiques de la vapeur à des tensions supérieures à celle de l'atmosphère. Sous des pressions moindres, les résultats déduits de premier mode de calcul sont vraisemblablement beaucoup moins écartés de la réalité.

Table des poids spécifiques de la vapeur d'eau à saturation, dans l'hypothèse que le rapport des densités de la vapeur et de l'air est constamment égal à 0,622, *et que le coefficient de dilatation est égal à* 0,00366 *pour chaque degré du thermomètre centigrade.*

TEMPÉRATURES en degrés centigrades.	PRESSIONS		POIDS du mètre cube de vapeur en kilogrammes d'après la formule : $q = 0{,}5915 \times \frac{P}{1{,}033} \times \frac{1{,}366}{1 + 0{,}00366T}$.
	en kilogrammes par centimètre carré.	en atmosphères (en nombres ronds seulement.)	
	kil.		kil.
30	0,042981	1/20	0,03022
40	0,074630	1/14	0,05092
50	0,125023	1/8	0,08267
60	0,202236	1/5	0.12971
70	0,316823	3/10	0.19727
80	0,482053	1/2	0,29163
90	0,714200	7/10	0.42023
100	1,033	1	0,5915
111	1,501	1 1/2	0,8349
121	2,070	2	1,1222
128	2,568	2 1/2	1,3678
134	3,071	3	1,6116
139	3,549	3 1/2	1,8599
144	4,096	4	2,0979
148	4.563	4 1/2	2,3152
150	4,882	4 3/4	2,4572
152,03	5,165	5	2,5962 *
155,57	5,6815	5 1/2	2.8323 *
158,80	6,198	6	3,066 *

* Les températures des trois dernières colonnes horizontales ont été calculées par la formule

$$P = (1{,}300172 + 0{,}0187437T)6{,}0077.$$

Table des poids spécifiques de la vapeur d'eau à saturation, calculés en les supposant simplement proportionnels aux pressions d'après l'hypothèse admise par Southern.

TEMPÉRATURES en degrés centigrades.	PRESSIONS en kilogrammes par centimètre carré.	PRESSIONS en atmosphères (en nombres ronds seulement).	POIDS du mètre cube de vapeur en kilogrammes d'après la formule $0,5915 \times \frac{P}{1,033}$.
	kil.		kil.
100	1,033	1	0,5915
111	1,501	1 1/2	0,8595
121	2,070	2	1,1853
128	2,568	2 1/2	1,4704
134	3,071	3	1,7584
139	3,549	3 1/2	2,0321
144	4,096	4	2,3453
148	4,565	4 1/2	2,6128
150	4,882	4 3/4	2,7954
152,03	5,165	5	2,9575
155,57	5,6815	5 1/2	3,2531
158,80	6,198	6	3,549

Calcul du poids de vapeur dépensée par coup de piston. — Nous avons vu que le volume de vapeur sous la pression P dépensé par coup de piston, dans une machine à vapeur, était exprimé par :

$$A\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right]$$

A désignant la section de cylindre en mètres carrés.

Multipliant ce volume par le poids spécifique correspondant à la pression P, que l'on prendra égal 0,5726 P, ou $0,5726\,P \times \frac{1,366}{1+0,00366t}$, suivant qu'on suivra l'hypothèse de Southern, ou qu'on admettra la constance du rapport des densités de la vapeur aqueuse et de l'air atmosphérique, on aura le poids de vapeur dépensée. Nous adopterons pour le poids spécifique l'expression 0,5726 P, parce que, d'une part, elle est plus simple que l'autre, et qu'elle est vraisemblablement tout aussi près de la réalité, et que, d'un autre côté, elle est à

peu près sûrement trop forte : l'erreur commise tend ainsi à exagérer le poids de vapeur dépensée, ce qui, dans la pratique, à moins d'inconvénient que l'erreur opposée.

Calcul du travail moteur produit par un kilog. de vapeur. — Le travail moteur développé par un kilogramme de vapeur s'obtiendra en divisant le travail moteur correspondant à un coup de piston par le poids de vapeur correspondant ; en les désignant par T, on aura :

$$T = \frac{APl + AP(l+l') \text{ log. hyp.} \frac{L+l'}{l+l'} - ApL - a(P-p) - I(q-p)}{A\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right] 0{,}5726\, P}.$$

Si les pressions P, p, q et q' sont prises sur le centimètre carré superficiel, la surface A, qui entre au numérateur de l'expression précédente, devra être exprimée en centimètres carrés, tandis que la même surface au dénominateur devra l'être en mètres carrés : les longueurs l et l' seront exprimées en mètres. Quant aux volumes a et I, s'ils étaient exprimés en centimètres cubes, les quantités de travail a (P — p) et I (q — p) seraient exprimées en kilogrammes élevés à un centimètre de hauteur. Pour les ramener à la même unité que les autres termes du numérateur (le kilogramme élevé à un mètre de hauteur), il faudra les diviser par 100, ce qui revient à exprimer les volumes d'eau a et I en litres ou décimètres cubes, et à multiplier les nombres ainsi obtenus par 10. Le logarithme hyperbolique de $\frac{L+l'}{l+l'}$ est égal au logarithme ordinaire multiplié par 2,3026.

On fera donc usage, dans les applications de la formule :

$$(B)\, T = \frac{APl + AP(l+l') \times 2{,}3026 \text{ log.} \frac{L+l'}{l+l'} - ApL - 10a(P-p) - 10\,I\,(q-p)}{(A)\, P\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right] \times 0{,}5726P},$$

dans laquelle T exprime des kilogrammes élevés à un mètre, les pressions sont prises sur le centimètre carré superficiel, la surface A au numérateur est exprimée en centimètres carrés ; la même surface (A) au dénominateur est exprimée en mètres carrés, de sorte que

$(A) = \frac{A}{10000}$; les longueurs L, l et l' sont en mètres, les volumes a et I en litres; le logarithme est un logarithme ordinaire.

Je remarque d'abord que l'eau d'alimentation, dont le volume en litres est désigné par a, doit avoir un poids égal à celui de la vapeur dépensée, en supposant qu'il n'y ait point de fuites par les joints ou les soupapes de sûreté de la chaudière, ni d'eau entraînée avec la vapeur. Or, comme le litre d'eau pèse 1 kilogramme, il en résulte que a doit être, dans l'hypothèse de fuites nulles, précisément égal au dénominateur de l'expression (B). Le volume I dépend de la température de l'eau d'injection et de celle que l'on veut obtenir dans le condenseur : il peut être calculé en se supposant placé dans les circonstances les plus ordinaires. Admettons, par exemple, que l'eau d'injection ait une température de 10 degrés, que l'on veuille obtenir une température de 40 degrés dans le condenseur, il faudra alors que la condensation d'un poids de vapeur a dans un poids d'eau I à 10 degrés de température donne un poids $I + a$ à la température de 40 degrés. Or, la quantité de chaleur contenue dans la vapeur à saturation, est, ainsi que nous l'avons dit, à peu près constante quelles que soient la pression et la température. Supposons que la vapeur contienne 650 unités de chaleur, ce qui est la quantité correspondante à la vapeur à saturation et à une tension de 5 atmosphères. La quantité de chaleur contenue dans un poids a de vapeur sera de $650 \times a$ unités. Celle qui est contenue dans un poids d'eau I à 10 degrés est 10 I : le mélange de la vapeur et de l'eau devant être à la température finale de 40 degrés, on a, pour déterminer I, l'équation :

$$10\,I + 650a = 40\,(I + a) \qquad \text{d'où} \qquad I = \frac{62}{3}\,a,$$

soit $21 \times a$ en nombres ronds, en forçant le chiffre. L'eau d'injection à 10 degrés de température nécessaire pour obtenir une température de 40 degrés dans le condenseur, serait donc égale à 21 fois la quantité d'eau alimentaire. La pression dans le condenseur serait alors égale à celle de la vapeur d'eau à 40 degrés, c'est-à-dire à 0k,074 par centimètre carré, augmentée de la pression due à l'air contenu dans l'eau d'injection. Dans la pratique, on compte en général que l'eau nécessaire à la condensation est égale à 25 ou 30 fois l'eau alimentaire. Nous remplacerons, en conséquence, le nombre 21 par 25,

et observant que a est égal au dénominateur de la valeur de T, nous avons en définitive :

$$T = \frac{APl + AP(l+l') \times 2{,}3026 \log. \frac{L+l'}{l+l'} - ApL}{(A)\ P\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right] 0{,}5726P} - 10(P-p) - 250(q-p). \quad (M)$$

Moyens de contrôler par l'observation les résultats du calcul. — L'indicateur de Watt, appliqué sur le cylindre d'une machine à double effet, fera connaître si le travail transmis au piston est égal au numérateur du premier terme de l'expression précédente. L'aire du diagramme devrait être, en effet, égale à ce numérateur. Dans les machines à simple effet, l'aire comprise entre la ligne du vide absolu et le diagramme doit être proportionnelle à la somme des deux termes :

$$APl + AP\ (l+l') \times 2{,}326 \log. \frac{L+l'}{l+l'}.$$

en la diminuant du rectangle ApL, où p représente la pression dans le condenseur, on aura le travail transmis au piston pendant l'excursion où il est pressé par la vapeur, dans l'hypothèse que la contre-pression ne diffère pas de celle du condenseur. On peut, au reste, mesurer directement la contre-pression en appliquant un second indicateur sur le couvercle du cylindre du côté où est ouverte la communication avec le condenseur.

Le diagramme fera connaître, dans tous les cas, en quoi le travail observé directement s'écarte du travail calculé.

Si en même temps qu'on mesure le travail transmis, on mesure exactement l'eau dépensée pour un nombre déterminé de coups de piston, on sera à même de vérifier si la quantité d'eau coïncide avec l'expression $(A)\,P\left\{l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right\} 0{,}5726\,P$, dans laquelle la pression q' sera donnée par l'indicateur même, et d'évaluer ainsi approximativement la quantité d'eau liquide entraînée avec la vapeur.

Si l'on a mesuré le travail disponible, au moyen d'un frein de Prony appliqué sur l'arbre du volant d'une machine à rotation, ou par tout autre moyen, la différence entre le travail transmis au pis-

ton, tel qu'il est donné par le diagramme, et le travail disponible mesuré, fera connaître le travail absorbé par les frottements des pièces de la machine même, ainsi que par le jeu des pompes à air et alimentaire.

Pour les machines d'épuisement, le travail utile sera facile à déterminer par le volume d'eau épuisée et la hauteur à laquelle elle est élevée; en le retranchant du travail donné par le diagramme, on aura le travail absorbé par les résistances passives.

Enfin la quantité de combustible dépensée, comparativement à l'eau réellement évaporée, permettra d'apprécier le degré de perfection des chaudières.

De nombreuses observations sur des machines de divers systèmes permettraient de déterminer les coefficients numériques, par lesquels la formule (M) devrait être multipliée, dans chaque système, pour donner d'avance une évaluation suffisamment approchée pour la pratique du travail transmis au piston, et du travail disponible sur l'arbre du volant, par kilogramme d'eau vaporisée.

Quant à la quantité de combustible consommée par kilogramme d'eau vaporisée, elle dépend principalement de la construction et des dispositions du foyer et de la chaudière, et de la conduite du feu. C'est une question presque entièrement distincte de celle de la machine, qui doit être considérée à part.

Application aux observations faites sur la machine Davey. — J'applique les considérations précédentes au diagramme, *fig.* 2, *Pl. LXII,* relevé par M. Piot sur la machine Davey des United-Mines. Je remarque d'abord que la pression accusée par l'indicateur, pendant la période d'admission, est de 2k,20 par centimètre carré; tandis que la pression dans les chaudières aurait été, d'après la charge des soupapes, de 2k,90. Cette dernière évaluation est toutefois incertaine, et il serait à désirer que la pression eût été mesurée avec un manomètre.

Digression sur les variations de pression qui peuvent avoir lieu dans l'intérieur de la chaudière, pendant une période complète de mouvement. Influence de la quantité d'eau contenue dans la chaudière. — J'ai signalé précédemment les causes diverses qui peuvent concourir à produire la différence de pression de la chaudière au cylindre. J'ajouterai encore ici quelques observations.

Les chaudières des machines à détente, et celles à simple effet émettent de la vapeur par intermittence, ce qui occasionne, ainsi que je l'ai dit, une chute de la pression dans la chaudière, pendant la

durée de l'émission. Certains auteurs ont évalué la diminution de pression, en supposant que la génération de vapeur demeurait uniforme pendant la durée de l'émission et pendant les intervalles entre deux émissions successives de vapeur. Ils ont conclu que la grandeur de l'espace occupé par la vapeur dans la chaudière influait seule sur la diminution de pression dont il s'agit, et qu'en conséquence cet espace devait être proportionné à l'intervalle de temps qui séparait deux émissions successives et au volume de vapeur dépensé à chaque émission. Cette règle n'est pas admissible. Il est évident, en effet, que l'eau entre en ébullition dès le moment où la pression de la vapeur vient à diminuer dans la chaudière, par suite de l'émission, et que l'ébullition est d'autant plus active que la pression a plus diminué. La génération de vapeur est donc plus abondante pendant l'émission, que pendant la fermeture de la chaudière. Durant cette dernière époque, toute la masse d'eau s'échauffe, et retient à l'état de chaleur sensible une grande partie de la chaleur transmise du foyer à la chaudière, laquelle passe ensuite dans la vapeur générée, au moment de l'émission. Il en résulte que les variations de pression dépendent aussi bien du poids de l'eau contenu dans la chaudière, que de la grandeur de l'espace occupé par la vapeur. On peut se faire une idée de cette influence, en admettant : 1° que la transmission de la chaleur du foyer au contenu de la chaudière est uniforme ; 2° que la température de l'eau demeure constamment égale à celle de la vapeur saturée qui est au dessus d'elle ; 3° que la chaudière est alimentée pendant l'intervalle qui sépare deux émissions consécutives. On n'aura ainsi, il est vrai, qu'une limite minimum des variations de pression de la vapeur dues à la cause que nous discutons, par la raison que la température de la vapeur doit tomber, pendant la période d'émission, au dessous de la température de l'eau liquide, et que par conséquent l'ébullition doit encore continuer dans la chaudière, après que l'émission est supprimée. Si l'égalité de température se rétablit complétement, ce ne peut être que vers la fin de l'intervalle entre deux émissions consécutives. C'est sous le bénéfice de ces observations que nous présentons le calcul suivant, dans le but surtout de faire sentir qu'il est utile que les chaudières contiennent une quantité d'eau assez considérable. Soit :

Q, le poids d'eau contenu dans une chaudière.
V, le volume occupé par la vapeur.
τ, l'intervalle entre deux émissions consécutives.
δ, la durée d'une émission.
v, le volume de vapeur émis par la chaudière.

P, la pression dans la chaudière, immédiatement avant l'émission.

p, la pression *commune* dans la chaudière et dans le cylindre, à la fin de l'émission. (Nous supposons les communications assez grandes pour qu'il y ait égalité de pression.)

T, la température correspondante à la pression P de la vapeur.

t, la température correspondante à la pression p.

M, la quantité de chaleur transmise du foyer à la chaudière dans l'unité de temps.

k, la quantité de chaleur contenue dans un kilogramme de vapeur *saturée* au dessus de l'eau à 0. On peut, sans erreur préjudiciable, considérer k comme constant et égal à 636 ou 650 unités de chaleur, suivant que les pressions P et p sont plus rapprochées d'une atmosphère ou de 5 atmosphères.

θ, la température de l'eau alimentaire.

Le poids de vapeur émis par la chaudière sera, conformément à l'hypothèse de Southern, 0,5726vp kilog., contenant une quantité de chaleur égale à 0,5726$vp \times k$.

Le poids de l'eau alimentaire doit être égal à celui de la vapeur dépensée, c'est-à-dire à 0,5726vp. Cette eau contient une quantité de chaleur au dessus de 0° égale à 0,5726$vp \times \theta$.

0,5726$vp\ (k-\theta)$ est donc la quantité de chaleur transmise du foyer au contenu de la chaudière pendant le temps entier $\tau + \delta$, et l'on a :

$$M\ (\tau+\delta) = 0{,}5726vp\ (k-\theta). \qquad (a)$$

D'un autre côté, lorsque l'émission vient de finir, la chaudière contient un poids d'eau Q à la température t dont la quantité de chaleur est $Q \times t$, un volume de vapeur V à la pression p, dont le poids est 0,5726Vp, et qui contient une quantité de chaleur égale à 0,5726V$p \times k$.

Dans l'intervalle de temps τ, son contenu reçoit du foyer une quantité de chaleur Mτ.

L'eau alimentaire à la température θ s'ajoute au poids d'eau Q, et nous supposerons que cette eau a pris à la fin du temps τ la température finale T, correspondante à la pression P qui a lieu au même instant.

Ainsi, la quantité de chaleur Mτ transmise au contenu de la chaudière pendant le temps τ a produit les effets suivants : elle a échauffé le poids d'eau Q de t à T degrés, ce qui a exigé une quantité de chaleur exprimée par Q (T$-t$), et le poids d'eau alimentaire 0,5726vp de θ à T degrés, ce qui a exigé une quantité de chaleur égale à

$0{,}5726 vp$ $(T-\theta)$. Elle a vaporisé une certaine quantité d'eau qui s'est ajoutée à la vapeur préexistante, de façon que le volume V de vapeur est passé de la pression P à la pression p; la quantité pondérale de vapeur générée pendant le temps τ est donc égale à : $0{,}5726V(P-p)$, laquelle contient une quantité de chaleur au dessus de 0° à $0{,}5726V(P-p)\times k$.

Mais comme cette vapeur a été générée par de l'eau préalablement échauffée de T degrés, la quantité de chaleur exigée pour la transformation en vapeur se réduit à $0{,}5726\,V\,(P-p)\,(k-T)$. On a donc en définitive :

$$M\tau = Q(T-t) + 0{,}5726 vp(T-\theta) + 0{,}5726V(P-p)\,(k-T). \qquad (b)$$

Eliminant M entre les équations (a) et (b), il vient :

$$0{,}5726 vp\,(k-\theta)\times\frac{\tau}{\tau+\delta} = Q\,(T-t) + 0{,}5726 vp\,(T-\theta) +$$
$$+\,0{,}5726V\,(P-p)\,(k-T).$$

Les températures T et t étant une fonction connue des pressions respectives P et p, l'équation précédente suffit pour déterminer l'une des pressions, p par exemple, quand on se donne la pression P, ainsi que toutes les autres quantités qui entrent dans l'équation. Je ne ferai pas ici d'application numérique, parce que je ne regarde pas l'équation précédente comme représentant avec une exactitude suffisante tous les phénomènes qui se passent dans une chaudière à vapeur ; je ferai seulement remarquer que le poids Q multipliant la différence $T-t$ des températures extrêmes, comme le volume V multiplie la différence $P-p$ des pressions correspondantes, ces deux éléments exercent une influence du même genre sur les variations de pression. On trouvera plus loin les dimensions usuelles des chaudières de machines d'épuisement, et de quelques autres.

Je reviens au diagramme de la machine de Davey. En prenant pour P, dans la formule, la pression limite qui existe dans la chaudière, on a :

$$P=2^{\text{kil.}},90\;;\quad A=32421\;;\quad L=3^{\text{m}},426\;;\quad l=0^{\text{m}},8565\;;$$
$l'=1/20$ de la course totale du piston$=0^{\text{m}},1713$;
$$l+l'=1{,}03.$$

La substitution de ces valeurs donne :

$$APl+AP(l+l')\times 2,3026 \log.\frac{L+l'}{l+l'}=32421\times 2,90\times$$
$$\times 2,1446=201636 \text{ kilogr.} \times \text{mètre.}$$

Si au lieu de prendre P égal à la pression dans les chaudières, on prend P égal à la pression dans le cylindre pendant l'admission, telle qu'elle est donnée par le diagramme, c'est-à-dire égal à 2k,20, on trouve :

$$APl+AP(l+l')\ 2,3026 \log.\ \frac{L+l'}{l+l'} = 152965 \text{ kilog.} \times \text{mètre.}$$

Ceci est la mesure de l'aire comprise entre la ligne du vide absolu AC, la parallèle MN à cette ligne, et l'arc d'hyperbole partant du point où la détente commence dans le diagramme, *fig.* 2, *Pl. LXII.*

La figure montre que le travail moteur de la vapeur sur le piston est plus grande que cette dernière expression. L'aire limitée par la courbe tracée par le crayon de l'indicateur représente en effet un travail de 156675 k. × m. supérieur d'environ 1/40 à celui qui résulte du calcul dans lequel on a pris pour P la pression initiale dans le cylindre, et inférieur de plus de 22/100 à celui qui résulte du calcul dans lequel on a pris pour P la pression dans la chaudière.

Le travail résistant dû à la pression de la vapeur derrière le piston, supposée égale à celle du condenseur, est exprimé par $ApL =$ 7664 k. × m.; ce qui réduit le travail transmis au piston, pendant sa course descendante, à 149008 k. × m., d'après le diagramme.

A la fin de la course ascendante du piston, la compression de la vapeur, après la fermeture de la soupape d'équilibre, donne lieu à un travail résistant égal à très-peu près, ainsi que nous l'avons déjà fait observer, à 5471 k. × m., qui doit être encore soustrait du travail moteur transmis pendant l'excursion descendante; ce qui ne laisse plus qu'un travail de 143537, transmis au piston dans une période complète de mouvement.

Pour évaluer le poids de vapeur dépensée conformément à la formule $A\left\{l + l'\left(1-\frac{q'}{p}\right)\right\}0,5726P$, dans laquelle A doit être exprimé en mètres carrés, pour que le poids cherché le soit en kilogrammes, on observera que la pression q' donnée par l'indicateur est mesurée

par l'ordonnée du point x où s'arrête le traceur, au moment où le piston cesse de descendre, après l'ouverture de la soupape d'exhaustion, et avant l'admission de la vapeur. Cette ordonnée représente une pression de 0k,90 par centimètre carré. Le poids de vapeur calculé serait donc : 1o dans l'hypothèse que P = 2k,90, pression dans la chaudière :

$$A\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right]0{,}5726P=$$

$$=3{,}2421\times0{,}9747\times0{,}5726\times2{,}9=5^{\text{kil.}},2474.$$

2° Si l'on prend P = 2k,20, pression initiale dans le cylindre :

$$A\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right]0{,}5726P=3^{\text{kil.}},9109.$$

La quantité de vapeur d'eau dépensée par coup de piston n'a pu être déterminée par l'observation directe, ce qui est très-regrettable ; mais on peut la déterminer d'une manière assez approchée, en remarquant que l'eau liquide qui a pu exister dans le cylindre à l'origine de la course du piston est vraisemblablement vaporisée en totalité, quelque temps après la fermeture de la soupape d'admission. A partir des 3/8 de la course de celui-ci, la courbe des tensions de la vapeur donnée par le diagramme se confond en effet sensiblement, sur une étendue assez grande, avec l'arc d'hyperbole donné par la loi de Mariotte. Il est donc probable qu'aux 3/8 de la course, il n'existe plus d'eau liquide dans le cylindre, et que la vapeur est à l'état de saturation sous la pression accusée par l'indicateur. Le volume de vapeur est alors égal à $A\times\left(l'+\frac{3}{8}L\right)$, et le poids correspondant d'après la formule de Southern est :

$$A\left(l'+\frac{3}{8}L\right)0{,}5726\times P,$$

expression où il faut prendre pour P la pression 1kil.,67 représentée par l'ordonnée de la courbe correspondante aux 3/8 de la course du piston. La substitution de cette valeur de P, et des valeurs indiquées déjà de A, l' et L, donne pour la quantité pondérale de vapeur existante dans le cylindre, lorsque toute l'eau liquide est vaporisée :

$$3{,}2421\,(0{,}1713+1{,}2848)\times0{,}5726\times1{,}67=4^{\text{kil.}},5142.$$

Pour avoir le poids de vapeur dépensé par coup de piston, il faut retrancher de ce nombre le poids de vapeur restant dans le cylindre à la fin de l'excursion précédente, qui est exprimé par :

$$Al' \times 0{,}5726 \times q' = 3{,}2421 \times 0{,}1713 \times 0{,}5726 \times 0{,}90 = 0^{kil.},2862,$$

ce qui réduit le poids de vapeur ainsi déterminé à 4kil.,2280.

Le rapport du travail moteur au poids de vapeur dépensée est donnée par les formules avec une exactitude suffisante, lorsqu'on connaît l'étendue de la détente. Ce rapport varie peu avec la pression initiale dans le cylindre. — Les trois nombres 201636; 152965; 156675, dont les deux premiers expriment les quantités de travail moteur transmises au piston par les quantités de vapeur calculées dans les deux hypothèses que la pression initiale dans le cylindre est égale à celle de la chaudière, ou à celle qui existe réellement d'après le diagramme, et dont le troisième est la quantité de travail, d'après le diagramme même, étant diminués de 5471, travail résistant dû à la contre-pression de la vapeur, à la fin de la course ascendante du piston, donnent par le travail moteur net de la vapeur, calculé ou mesuré les nombres 196165; 147494 et 151204. Si on divise ces trois nombres par les poids de vapeur respectivement calculés dans les mêmes hypothèses, et qui sont 5kil.,2474; 3kil.,9109; 4kil.,2280, on trouve pour expression des quantités de travail moteur transmises au piston par un kilogramme de vapeur les quotients 37383; 37713; 35762. Ces nombres sont peu différents l'un de l'autre, ce qui montre d'abord que le travail moteur transmis au piston d'une machine par chaque kilogramme de vapeur calculé dans l'hypothèse que les poids spécifiques de la vapeur à saturation sont proportionnels aux pressions, et que la pression suit pendant la détente la loi de Mariotte, varie assez peu avec la pression initiale de la vapeur, pour une même étendue de la détente. Je ferai même remarquer que ce travail moteur diminue un peu à mesure que la pression de la vapeur augmente, par suite de l'influence de l'espace compris entre le piston arrivé à l'extrémité de sa course et la soupape d'admission. Le rapport

$$\frac{AP\left[l + (l+l')\, 2{,}3026 \log. \dfrac{L+l'}{l+l'}\right]}{(A)\, P \times 0{,}5726 \left[l + l'\left(1 - \dfrac{q'}{P}\right)\right]}$$

diminue en effet à mesure que P augmente; car en effaçant le fac-

teur commun AP, le numérateur de la fraction reste constant pour les mêmes valeurs de l et de l', tandis que le dénominateur augmente avec le facteur $1 - \frac{q'}{P}$, et par conséquent avec P. En supprimant ce facteur commun, pour obtenir une expression algébrique, il ne faut pas perdre de vue que la surface désignée par A et (A) est exprimée au numérateur en centimètres carrés, et au dénominateur en mètres carrés; ainsi la fraction devient, après la suppression du facteur commun :

$$\frac{10000\left[l+(l+l')\times 2{,}3026 \log.\frac{L+l'}{l+l'}\right]}{0{,}5726\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right]}.$$

D'un autre côté, l'eau entraînée ou liquéfiée, et qui se vaporise pendant la détente, diminue le travail moteur transmis au piston, et occasionne une perte, qui est d'ailleurs assez faible, lorsque l'eau liquide est peu abondante, et se vaporise de nouveau tout entière dès le commencement de la détente.

Si on a égard au travail résistant dû à la contre-pression du condenseur, les nombres 37383, 37713 et 35762 devront être respectivement diminués du quotient de 7664 par les quantités pondérales de vapeur évaluées à 5kil.,2474, 5kil.,9109 et 4kil.,2280, ce qui réduit ces nombres à 35918, 35753 et 33949.

Pour tenir compte du travail résistant nécessaire pour l'alimentation des chaudières, et l'extraction de l'eau du condenseur, il faudra diminuer les trois nombres précédents de $10\,(P - p) + 250\,(q - p)$, où P est la pression dans la chandière $=$ 2kil.,90, p la pression dans le condenseur $=$ 0kil.,069, et q la pression atmosphérique que je prends égale à 1 kilogramme. Cela donne :

$$10\,(P - p) + 250\,(q - p) = 262 \text{ kilogr.} \times \text{mètre}.$$

Ce nombre très-petit par rapport à ceux dont il doit être retranché ne les modifie pas sensiblement. Ainsi le travail résistant occasionné par l'alimentation des chaudières et l'extraction de l'eau du condenseur est une fraction négligeable du travail moteur, dans les machines à vapeur ordinaires où la détente a une étendue assez considérable : ceci serait encore vrai, quand bien même les résistances passives doubleraient ou tripleraient le travail des pompes à air et alimentaire.

En définitive le travail moteur réellement transmis au piston de la machine de Davey par un kilogramme de vapeur est d'environ 34.000 kilogrammes élevés à 1 mètre de hauteur, d'après les indications du diagramme, et l'application de la formule générale donne un résultat très-peu différent, lorsqu'on suppose la pression initiale dans le cylindre égale à la pression dans la chaudière, et l'étendue de la détente égale à celle qui a réellement lieu. Il en est encore de même, lorsqu'au lieu de prendre la pression initiale égale à celle de la chaudière, on introduit dans la formule la pression initiale réelle donnée par l'indicateur, la limite de la détente restant la même dans les deux cas.

Travail utile par kil. de vapeur, dans la machine de Davey. — Nous avons dit ailleurs que le travail utile, évalué par le produit de l'eau épuisée et de la hauteur totale des pompes, était inférieur de 28 pour cent au travail transmis au piston et accusé par le diagramme, auquel correspond très-probablement une dépense d'environ 4k,2280 de vapeur d'eau, de sorte que le travail utile du kilogramme de vapeur serait de 24.480, soit 24.000 kilogrammes élevés à un mètre.

Ce travail qui est évalué indépendamment du déchet des pompes, peut encore être diminué de 10 pour 100, pour avoir égard à cette cause de perte, ce qui le réduirait à 22.000 kilog. × m.

C'est à peu près là le travail utile que donne le kilogramme de vapeur d'eau dans les machines du Cornwall d'une bonne construction.

Dépense de combustible correspondante. — Le rapport du travail obtenu à la dépense de combustible dépend ensuite de l'eau vaporisée par chaque kilogramme de houille ; la qualité de la houille, la construction des chaudières, la conduite du feu, ont ici une influence très-grande sur laquelle nous reviendrons. Bornons-nous à dire que la quantité d'eau vaporisée est en général de 6 à 8 kilogrammes pour les chaudières bien construites et du combustible de bonne qualité. Le kilogramme de houille produisant seulement 6 kilogrammes de vapeur d'eau donnerait donc un travail utile de 132.000 kilog. × m.

Dépense de combustible par heure et par cheval-vapeur. — Le cheval-vapeur étant évalué à 75 kilogrammes élevés à un mètre par seconde, ou 270.000 kilogrammes élevés à un mètre par heure, le cheval-vapeur exigerait à ce compte une dépense de 2 kilogrammes de houille par heure. Le kilogramme de houille vaporisant 8 kilogrammes d'eau fournirait 176.000 kilog. × m., et la consommation par cheval-vapeur ne serait que de 1k,53 de houille par heure.

Perfectionnements ultérieurs possibles des machines du Cornwall. — Machine à deux cylindres et à simple effet. — Quelque avantageux que paraissent ces résultats, qui sont

certainement atteints par la plupart, et dépassés par plusieurs des bonnes machines du Cornwall, doivent-ils être regardés comme la limite du possible? Évidemment non. Il y a un progrès ultérieur réalisable, mais seulement sous la condition d'augmenter la pression initiale de la vapeur dans le cylindre, et surtout d'utiliser la détente entre des limites plus étendues encore qu'on ne le fait généralement. Il y aura cependant dans l'exécution une difficulté grave; c'est l'énorme inégalité de la force motrice qui agira sur le piston de la machine : à l'origine de la course, il recevra, pour ainsi dire, un choc violent de la vapeur affluente, après quoi la pression motrice ira rapidement en diminuant jusqu'à la fin de la course. De là la nécessité d'augmenter les masses liées à la tige du piston, afin d'éviter l'entraînement d'eau liquide, et de donner au piston, à la tige et aux autres pièces des dimensions qui les rendent capables de résister à des efforts momentanés extrêmement grands. Toutefois cette difficulté est de l'ordre de celles qui peuvent être surmontées par l'habileté des constructeurs. Ne serait-elle pas en partie évitée, en revenant aux machines à deux cylindres de Woolf, dont les détails peuvent être beaucoup simplifiés? Il deviendrait ainsi possible de rendre l'effort moteur moins inégal, malgré l'expansion plus étendue de la vapeur, qui n'agirait à pleine pression que sur un piston d'un petit diamètre dont la face postérieure ne serait jamais en communication avec le condenseur. Il paraît que déjà en 1840 des tentatives de ce genre avaient eu lieu dans le Cornwall avec un succès marqué. M. Piot cite, en effet, dans le mémoire inédit rédigé à la suite du voyage qu'il fit en Angleterre en 1840, comme ayant donné un effet utile supérieur à celui de toutes les autres machines, celle de Cornbrea dans laquelle on avait introduit les modifications suivantes : elle était formée de deux cylindres superposés l'un à l'autre; l'un de 50 pouces ($1^m,27$) de diamètre, l'autre beaucoup plus large. Deux pistons fixés sur une même tige se mouvaient dans les deux cylindres de la machine qui était toujours à simple effet. La vapeur admise sur la tête du petit piston se répandait sur le grand, quand on ouvrait la soupape d'équilibre : elle ne pénétrait jamais dans l'espace compris entre les deux pistons. Au mois d'août 1841, ajoute M. Piot, la machine de Cornbrea a fait un travail supérieur à celui de toutes les autres et égal à 100.000.000 de livres élevées à un pied par boisseau de houille de 94 livres. C'est 323.404 kilogr. élevés à un mètre par kilogramme de houille.

M. Piot n'a pu visiter cette machine, sur laquelle il ne donne aucun autre renseignement dans son mémoire. Il est vraisemblable que l'espace compris entre les deux pistons était rempli d'air, à la pression

extérieure, au moment où les pistons étaient au bas de leur course. L'air développait, pendant la chute des pistons, un travail moteur qui s'ajoutait à celui de la vapeur motrice, tandis qu'il se comprimait de nouveau pendant l'ascension, et donnait lieu à un travail résistant égal au travail moteur développé précédemment, ce qui retardait la chute des tiges des pompes à la manière d'un contre-poids croissant depuis le commencement jusqu'à la fin de la course. La vapeur se dilatait en passant du petit dans le grand cylindre inférieur, et ce travail moteur était utilisé, en ce qu'il faisait équilibre à une partie du travail résistant développé par la compression de l'air. La détente était vraisemblablement beaucoup plus étendue que dans les machines ordinaires.

Je ne présente pas les dispositions précédentes, qui d'ailleurs ne me sont que très-imparfaitement connues, comme un modèle à imiter servilement; j'ai voulu seulement faire connaître que les constructeurs du Cornwall s'efforcent encore de perfectionner des machines déjà très-supérieures aux machines ordinaires, exprimer ma conviction motivée qu'ils réussiront dans leurs tentatives, et engager les constructeurs français entre les mains desquels ce livre pourra tomber, à marcher dans la même voie.

Les mêmes principes sont applicables au perfectionnement des machines à double effet. Utilité de l'avance à l'admission, pour obtenir une pression initiale plus forte dans le cylindre. — Les mêmes principes généraux s'appliquent aux machines à double effet. Il est parfaitement inutile de faire usage, pour ces dernières, de chaudières où la vapeur soit générée sous des pressions de 5 à 6 atmosphères, si l'on n'utilise pas dans des proportions plus larges qu'on ne le fait habituellement, même dans les meilleures machines, la détente de la vapeur, en adoptant des dispositions telles, que la pression initiale dans le cylindre soit sensiblement égale à celle de la chaudière. Or les machines à double effet se prêtent parfaitement à de semblables combinaisons, parce que le piston, arrivé près des limites de sa course, ne décrit qu'un très-petit espace comparativement à l'arc dont tourne le volant. Ainsi l'arc dont la flèche est la centième partie du diamètre est égal aux 64 millièmes de la circonférence entière et aux 128 millièmes de la demi-circonférence. Par conséquent, en supposant au volant une vitesse uniforme, le piston emploiera à parcourir le dernier centième de l'excursion qui s'achève et le premier centième de l'excursion suivante un temps égal aux 128 millièmes d'une excursion complète. Si donc on donne une légère avance à l'admission, en ouvrant l'orifice d'entrée de la vapeur, un peu avant que

le piston ait terminé son excursion, on se placera dans les meilleures conditions pour que l'espace compris entre la soupape d'admission et le piston arrivé à la limite de sa course soit entièrement rempli de vapeur à la pression de la chaudière, à l'origine même ou tout près de l'origine de la course. La contre-pression qui résultera de cette avance à l'admission ne donnera lieu qu'à un travail résistant peu considérable; ce sera, en définitive, comme si l'espace libre était augmenté du volume engendré par le piston pendant la fraction de sa course qui correspond à l'avance. L'admission étant ensuite supprimée, dès que le piston sera parvenu à une très-petite distance de l'origine de sa course, on utilisera la détente dans une proportion considérable, en laissant le volume de la vapeur s'augmenter dans le rapport de 1 à 10 ou 12, dans un seul cylindre, et de 1 à 20 ou 30 dans une machine à deux cylindres. On sacrifiera ainsi, il est vrai, dans les machines à un seul cylindre, une grande partie du travail moteur de la vapeur agissant à pleine pression, pour utiliser principalement celui de la détente; mais, lorsque la pression de la vapeur est grande, qu'elle atteint 5 atmosphères par exemple, qu'on la laisse se dilater jusqu'à occuper 12 fois son volume primitif, dans des machines à condenseur et à cylindres enveloppés et chauffés extérieurement, le travail dû à la détente est bien supérieur à celui de la vapeur agissant à pleine pression. Si l'on suppose, en effet, que la pression de la vapeur décroisse, pendant l'expansion, suivant la loi de Mariotte, la vapeur à 5 atmosphères ayant augmenté de volume dans le rapport de 1 à 12, conservera encore une pression de 0kil.,43 par centimètre carré, très-supérieure à celle que l'on peut maintenir dans le condenseur, laquelle peut facilement descendre à 0kil.,07. Or, le travail moteur qu'un volume V de vapeur exprimé en mètres cubes, et à la pleine pression de 5 atmosphères, transmettrait au piston serait exprimé par :

$$V \times 10000\,(5{,}165 - 0{,}07) = 10000\,V \times 5{,}095 \text{ kil.} \times \text{m.}$$

Le travail moteur transmis au piston par l'expansion de cette vapeur jusqu'à ce qu'elle occupe 12 fois son volume primitif, serait, en appliquant la loi de Mariotte, conformément aux formules usuelles que nous avons fait connaître :

$$V \times 10000 \times 5{,}165 \log.\text{hyp.}\,12 - V \times 10000 \times 11 \times 0{,}07 = 10000$$
$$V(5{,}165 + 2{,}4849 - 11 \times 0{,}07) = 10000\,V \times 12{,}06 \text{ k.} \times \text{m.}$$

Le travail développé pendant la détente serait donc égal à $\frac{12{,}06}{5{,}095}$, ou

un peu plus de deux fois et tiers le travail dû à la vapeur agissant à pleine pression.

Je montrerai même plus loin comment il est possible, *avec des machines à deux cylindres*, d'annuler complétement l'influence de l'espace nuisible, et d'utiliser ainsi tout à la fois le travail moteur de la vapeur à pleine pression, et celui de la détente poussée très-loin.

C'est au reste en employant la détente dans des proportions de plus en plus fortes, que les constructeurs sont déjà parvenus à réduire de beaucoup la consommation de combustible des machines à rotation d'une puissance faible ou moyenne. Il faut aussi citer l'emploi du modérateur à force centrifuge de Watt, qui limite les écarts de la vitesse angulaire du volant, sous les résistances variables dont la machine est chargée, en agissant sur le tiroir ou la soupape d'admission, et proportionnant ainsi la vapeur consommée par coup de piston aux résistances, au lieu d'agir sur la valve dite *soupape à gorge*, qui produisait un étranglement dans le tuyau de prise de vapeur et diminuait la pression initiale dans le cylindre, afin que le travail moteur décrût avec les résistances. Il est juste de dire que l'initiative de la plupart de ces perfectionnements appartient à M. Farcot.

Sur la quantité de chaleur nécessaire pour entretenir la température de la vapeur pendant l'expansion. — Connaissant le poids de vapeur à saturation dépensée par coup de piston, on connaît aussi, d'après les expériences de M. Regnault, dont j'ai rapporté les résultats, la quantité de chaleur correspondante qui a dû être transmise du foyer à la chaudière, pour générer la vapeur. Cette quantité de chaleur, dans les machines desservies par des chaudières où la vapeur est formée à des pressions intermédiaires entre 1 et 6 atmosphères, peut être regardée sans inconvénient dans la pratique, comme égale à 650 unités diminuées du nombre de degrés de température de l'eau d'alimentation. Il y a en outre, dans les machines à détente dont les cylindres sont enveloppés d'une chemise avec circulation de vapeur, une dépense de chaleur pour entretenir la température pendant l'expansion, laquelle est aussi empruntée à la chaudière et doit être transmise du foyer à celle-ci. Les notions que nous possédons sur la chaleur spécifique de la vapeur aqueuse sont incertaines, et tout à fait insuffisantes pour nous permettre d'apprécier avec quelque exactitude cette seconde dépense. Je me bornerai à dire qu'elle est probablement, même dans le cas d'une expansion très-considérable de la vapeur, une petite fraction de celle qui est conte-

nue dans la vapeur à sa sortie de la chaudière. Je citerai à cet égard les deux expériences suivantes rapportées dans l'ouvrage de M. Wicksteed (*on the Cornish and Boulton and Watt pumping engines*). Le cylindre de la machine du Cornwal établie à Oldford est entouré d'une enveloppe qui communique constamment par sa partie supérieure avec la vapeur des chaudières. L'eau condensée retourne à la chaudière par un tuyau adapté au bas de l'enveloppe. Cette dernière communication fut interceptée, et l'eau condensée dans l'enveloppe recueillie et pesée. L'expérience comprit une durée totale de 168 heures pendant laquelle le nombre de coups de piston de la machine fut de 44.568. Le poids de l'eau condensée s'éleva à 10.577 livres, 0℔,238 par coup de piston. La dépense totale de vapeur par coup de piston, conclue du jaugeage direct de l'eau refoulée dans les chaudières, fut de 6 liv. La pression totale dans les chaudières était de 40 à 50 liv. sur un pouce carré anglais (2 kil.,81 à 3kil.,51 sur un centimètre carré), et la vapeur était supprimée au tiers environ de la course du piston. Il résulte de là que l'eau condensée dans l'enveloppe s'élevait à 4/100 à peu près de la quantité totale émise par la chaudière à l'état de vapeur. La température de la vapeur dans l'enveloppe ne différait d'ailleurs que de 7 degrés Fahrenheit (4 degrés centigrades) de celle de la chaudière. La chaleur de vaporisation était donc seule employée à entretenir la température de la vapeur motrice dans le cylindre, ou à compenser les déperditions par refroidissement. Prenant 130 degrés pour la température que conservait l'eau condensée dans l'enveloppe, les quantités de chaleur contenue dans la vapeur motrice au dessus de l'eau alimentaire supposée à la température de 30 degrés centigrades, et fournie par la vapeur condensée dans l'enveloppe seraient entre elles dans le rapport des nombres :

$$1 \times (650-30) = 620 \qquad \text{et} \qquad \frac{4}{100}(650-130) = 20{,}80,$$

la seconde serait 1/30 de la première, en nombres ronds.

Une autre machine à simple effet, du système de Boulton et Watt, placée à Oldford, avait aussi une enveloppe où circulait la vapeur de la chaudière. L'eau condensée dans cette enveloppe était évacuée par un siphon, et se rendait dans la bâche à eau chaude. M. Wicksteed l'ayant recueillie, trouva un poids de 9555 liv. pour 96071 coups de piston, ou 0℔,099 par coup de piston. La quantité totale de vapeur émise par la chaudière par coup de piston fut de 4℔,569 dont 4℔,47 passaient dans le cylindre et le reste dans l'enveloppe. Le poids de

vapeur consommé pour entretenir la température du cylindre était donc égal aux 22 millièmes du poids de la vapeur motrice. La détente, dans cette machine, était peu étendue; la vapeur était supprimée aux 5/8 de la course du piston; la pression de la vapeur dans la chaudière dépassait à peine celle de l'atmosphère, elle était de 17 ℔,17 par pouce carré anglais (1kil.,26 par centimètre carré).

J'ai fait de mon côté une série d'expériences sur une machine sortie des ateliers de M. Farcot et employée comme moteur dans une filature de laine. Le cylindre était entouré d'une enveloppe que traversait la vapeur motrice affluente de la chaudière, avant d'arriver à la boîte de distribution. L'eau précipitée dans l'enveloppe ne retournait pas à la chaudière : elle s'écoulait par un petit tuyau adapté au bas de l'enveloppe, et muni d'un robinet que l'on tenait légèrement ouvert. La vapeur qui était à 3 1/2 ou 4 atmosphères de pression dans la chaudière, n'était admise que pendant une très-petite fraction, 1/20 au plus de la course totale du piston. La température de l'eau extraite du condenseur de la machine était de 30 degrés. J'ai mesuré avec soin les quantités d'eau alimentaire injectées dans la chaudière pendant 10 à 11 heures de marche de la machine; j'ai recueilli et pesé l'eau précipitée dans l'enveloppe. L'eau ainsi recueillie était les 10 à 11 centièmes de l'eau injectée dans la chaudière, c'est-à-dire 1/8 à 1/9 de la quantité qui était admise en vapeur dans le cylindre. La quantité de chaleur dépensée dans l'enveloppe était donc ici à peu près la dixième partie de la chaleur constituante de la vapeur qui pénétrait dans le cylindre pour agir sur le piston. L'enveloppe n'était protégée par aucune précaution contre les déperditions de chaleur par la surface extérieure.

Ces expériences sont d'accord pour montrer que, sauf peut-être les cas extrêmes, comme celui que nous avons cité en dernier lieu, la chaleur dépensée pour entretenir la température de la vapeur et du cylindre pendant l'expansion, est assez petite par rapport à celle qui constitue la vapeur motrice, pour qu'elle puisse être généralement négligée par rapport à cette dernière, sans qu'on s'expose à commettre des erreurs gravement préjudiciables dans les applications. Ceci suppose toutefois qu'on n'a pas négligé d'entourer l'enveloppe de substances mauvaises conductrices de la chaleur, afin de la protéger contre le refroidissement extérieur. Il est d'autant plus important de prendre cette précaution, que la détente exige, à mesure qu'elle est poussée plus loin, des cylindres d'une capacité plus grande offrant par conséquent une plus grande surface exposée au refroidissement. La connaissance des quantités de chaleur contenues dans la vapeur,

aqueuse, aux diverses températures, lorsqu'elle n'est pas à saturation, permettrait de calculer la chaleur utilement employée à entretenir la température pendant l'expansion, et de la distinguer des déperditions par l'extérieur. Des expériences sur ce point, ainsi que sur les densités de la vapeur seront prochainement faites par M. Regnault, et compléteront les notions élémentaires indispensables à la théorie physique des machines à vapeur.

L'hypothèse d'une pression initiale dans ce cylindre égale à celle de la chaudière exagère le travail moteur par coup de piston. — J'ai montré que chaque kilogramme de vapeur dépensé dans le cylindre de la machine de Davey transmettait au piston un travail moteur d'environ 34.000 kilog. $\times$ m.; que le travail moteur transmis au piston par kilogramme de vapeur, déterminé par le calcul, à l'aide des formules usuelles fondées sur la loi de Southern, en ce qui concerne la densité de la vapeur à saturation, et sur la loi de Mariotte pour ce qui concerne la force élastique variable pendant l'expension, dépendait principalement du rapport entre les parties de la course du piston correspondantes à l'admission et à l'expansion, et que lorsqu'on connaissait ce rapport, le calcul conduisait à un résultat assez peu différent de celui qui avait été observé directement, soit que l'on supposât la pression initiale dans le cylindre égale à la pression dans la chaudière, soit qu'on prît la pression initiale réelle, donnée par l'observation faite à l'aide de l'indicateur de Watt. Cependant les données introduites dans la formule, dans l'une et l'autre supposition, diffèrent beaucoup, et si les résultats ne présentent pas une différence analogue, cela tient à ce qu'en substituant la pression de la chaudière à la pression initiale dans le cylindre, on augmente la quantité de vapeur dépensée par coup de piston, en même temps qu'on suppose que cette vapeur est condensée à une pression plus forte; d'où il résulte que le numérateur et le dénominateur de la fraction, qui exprime le rapport du travail moteur au poids de la vapeur dépensée, augmentent à peu près proportionnellement, et resteraient même exactement proportionnels, si on faisait abstraction de l'espace compris entre la soupape d'admission et le piston arrivé à la limite de son excursion. Ce calcul est donc loin de représenter l'ensemble des phénomènes observés, lorsque la pression initiale dans le cylindre diffère notablement de celle de la chaudière. Il donne une dépense de vapeur et une quantité de travail moteur par coup de piston, à peu près proportionnelles l'une et l'autre à la pression dans la chaudière, d'autant plus supérieures par conséquent aux quantités réelles que la pression de la chaudière est plus supérieure

à la pression initiale dans le cylindre. Il exagère à la fois la production de vapeur et la *puissance* de la machine, ou plus précisément le travail moteur par coup de piston.

Bases d'après lesquelles on doit calculer les dimensions d'une machine à vapeur pour l'épuisement des eaux. — Mais dans les applications qu'aura à faire l'ingénieur qui voudra déterminer les dimensions d'une machine à vapeur d'épuisement, ce sera ce dernier élément, le travail moteur par coup de piston, qu'il calculera d'abord ; il aura en effet, mesuré le volume *maximum* des eaux à épuiser, la hauteur à laquelle ces eaux devront être élevées. Il en aura conclu les dimensions des pompes, de leurs pistons, la vitesse à leur donner, le nombre des coups de piston *maximum* dans un temps donné, et enfin, en ayant égard aux résistances passives, le travail moteur nécessaire par coup de piston de la machine. C'est d'après cela qu'il devra déterminer les dimensions de celle-ci, l'étendue de la détente, et enfin en dernier lieu le pouvoir vaporisant des chaudières. Or c'est ici qu'il devra introduire dans ses calculs la pression initiale dans le cylindre. S'il admet par exemple que cette pression initiale soit, comme dans la machine de Davey, de 2 kil.,20 par centimètre carré, que la vapeur soit supprimée au quart de la course du piston, et s'il détermine en conséquence les dimensions du piston et du cylindre, devra-t-il ensuite construire des chaudières capables de produire de la vapeur à 3 ou 4 kilogrammes de pression par centimètre carré, ou pourra-t-il se borner à avoir des chaudières dans lesquelles la vapeur sera engendrée à 2kil.,50 de pression ? Eh bien ! s'il se dirige d'après l'exemple de la plupart des machines du Cornwall, il fera construire des chaudières capables de contenir la vapeur sous une pression de 3kil.,50 au moins. Dans l'usage de la machine, la vapeur sera en effet générée dans les chaudières sous une pression voisine de cette limite, et cependant elle pourra n'arriver dans le cylindre que sous celle de 2kil.,20, conformément à l'hypothèse admise dans les calculs. La chute de pression sera déterminée par l'étranglement de la valve modératrice placée sur le tuyau de vapeur. Mais s'il a eu soin de donner au piston, à sa tige et à toutes les pièces mobiles de la machine, des dimensions telles que ces pièces puissent supporter, sans être détériorées, l'action d'une pression subite de 3kil.,50 sur un centimètre carré de la surface du piston ; si, d'un autre côté, il a donné à tout l'attirail des tiges, équilibré par des contre-poids convenables, une masse suffisamment considérable, pour que le piston n'acquière pas une vitesse finale de plus de 1 mètre par seconde, sous la charge de 3kil.,50 par centimètre carré, assez

prolongée pour que le reste de la course puisse s'achever par l'action de la force expansive d'une vapeur dont la tension initiale serait de $3^{kil.},50$, il nous paraît hors de doute que l'on pourra laisser la vapeur pénétrer librement dans le cylindre, sans rétrécir le passage par la valve modératrice, que la pression initiale dans le cylindre différera de celle de la chaudière beaucoup moins que dans la machine de Davey prise pour exemple, que la vapeur pourra être supprimée plus tôt, que la détente sera plus étendue, et qu'en conséquence le travail moteur par kilogramme de vapeur dépensée sera plus considérable. Supposons par exemple que la pression initiale de la vapeur, dans le cylindre de la machine de Davey, s'élevât à 3 kilogrammes au lieu de $2^{kil.},20$, et que l'admission fût réglée de manière à ce que le travail moteur par coup de piston fût le même que celui qui avait lieu lors des observations de M. Piot (diagramme, *fig.* 2, *Pl. LXII*) : le poids de vapeur nécessaire pour fournir la quantité de travail accusée par ce diagramme se déterminera de la manière suivante : le travail moteur réellement transmis au piston diffère peu, comme on l'a vu, de celui qui est donné par l'expression

$$APl + AP(l+l') \text{ log. hyp. } \frac{L+l'}{l+l'},$$

dans laquelle P désigne la pression initiale dans le cylindre, laquelle était, d'après l'observation, égale à $2^{kil.},20$; $l = 0^m,8565$, $l' = 0^m,1713$, $L = 3^m,426$. Soit x la longueur de la course du piston correspondante à l'admission de la vapeur, l'expression du travail moteur transmis sera :

$$APx + AP(x+l') \text{ log. hyp. } \frac{L+l'}{x+l'}.$$

Je fais dans cette expression $P = 3$, L et l' conservant les valeurs rappelées plus haut, et je détermine x par l'équation

$$A\times3\times x + A\times3\,(x+l') \text{ log. hyp.} \frac{L+l'}{x+l'} = A\times2,20\,l +$$
$$+ A\times2,20\,(l+l') \text{ log. hyp. } \frac{L+l'}{l+l'} = 152965,$$

ou en supprimant le facteur commun A = 32421

$$3x+3(x+0,1713)\ \text{log. hyp.}\ \frac{3,5973}{x+0,1713}=4,7181.$$

Cette équation, résolue numériquement, donne pour x un nombre compris entre 0,46 et 0,47, et beaucoup plus rapproché de cette seconde limite.

Donc, si la pression initiale de la vapeur, dans le cylindre de la machine de Davey, était de 3 atmosphères, l'admission pourrait être supprimée après que le piston aurait parcouru $0^m,47$ de sa course, ou les 14/100 de la course totale. Le piston étant arrivé à la fin de sa course, l'espace occupé par cette vapeur serait au volume primitif dans le rapport de 3,426 + 0,1713 à 0,47 + 0,1713, ou de 5,609 à 1, et la pression finale de la vapeur, calculée d'après la loi de Mariotte, serait de $\frac{3^{kil.}}{5,609}=0,535$ par centimètre carré, bien supérieure encore à celle du condenseur.

La quantité de vapeur dépensée serait exprimée par

$$(A)\times P\times 0,5726\left[l+l'\left(1-\frac{q'}{P}\right)\right],$$

dans laquelle il faudrait faire :

$$(A)=3,2421\ ;\ P=3\ ;\ l=0,47\ ;\ l'=0,1713\ ;$$

et où q' serait toujours égal à 0kil.,90.

Ces substitutions faites, l'on trouve que la dépense de vapeur correspondante à un coup de piston ou à un travail moteur de 152.965 kil. × m., transmis au piston, pendant son excursion descendante, serait de 3kil.,285. Du travail moteur 152.965 kilog. × m., il faut retrancher, le travail résistant dû à la pression dans le condenseur, que nous supposons rester égale à 0kil.,069 par centimètre carré, et qui est par conséquent de 7.664 kil. × m., et le travail résistant développé par la compression de la vapeur au dessus du piston, à la fin de son excursion ascendante. Ce dernier peut être calculé, d'après la loi de Mariotte, en observant que la vapeur qui est, avant la fermeture de la soupape d'équilibre, à une pression de 0kil.,535 par centi-

mètre carré, sera ramenée à la pression de 0kil.,90 par centimètre carré lorsqu'elle occupera un volume égal à (A) × 0,1713 mètre cube. Le travail est en conséquence, en substituant à la surface (A) sa valeur :

$$10000 \times 3{,}2421 \times 0{,}1713 \times 0{,}90 \times \log. \text{hyp.} \frac{0{,}90}{0{,}535} = 2.600 \text{ k.} \times \text{m.}$$

Cette double soustraction réduit le travail moteur par coup de piston à 142.701 kilog. × m., ce qui fait 43.440 kilog. × m. par kilogramme de vapeur. C'est presque un tiers en sus de celui qui avait lieu dans la machine de Davey, d'après le diagramme, *fig.* 2, et les supputations que nous avons antérieurement développées. Le travail utilisé étant d'ailleurs, d'après l'observation, les 0,72 du travail transmis au piston, le premier serait de 31.277 kilogrammes élevés à 1 mètre. Nous verrons plus loin que, dans d'autres machines du Cornwal, la détente de la vapeur est poussée aussi loin que nous venons de le supposer, et qu'il y a tout lieu de croire que le travail utile obtenu par kilogramme de vapeur dépensée, s'élève de 30 à 35.000 kilogrammes élevés à un mètre, ce qui ne peut avoir lieu qu'en laissant la vapeur se dilater dans le cylindre, de manière à ce qu'elle occupe, à la fin de la course du piston, un volume égal à 5 ou 6 fois son volume initial.

Ce que nous voulons surtout faire remarquer ici, c'est qu'il n'y aura aucun inconvénient, dans les applications pratiques, à déterminer les dimensions du cylindre à vapeur d'une machine d'épuisement à simple effet, comme si la pression initiale de la vapeur ne devait être que de 2kil.,20 à 2kil.,50 par centimètre carré; mais qu'il conviendra, en même temps, d'avoir des chaudières capables de contenir la vapeur sous une tension de 3kil.,50 à 4 kilogrammes. Si d'ailleurs on a donné à l'attirail des tiges des pompes et de leurs contre-poids une masse suffisamment considérable, une grande section aux tuyaux d'admission, d'équilibre et d'exhaustion, ainsi qu'aux soupapes, et si les pièces de la machine offrent une résistance suffisante, on pourra très-vraisemblablement laisser arriver la vapeur à pleine pression, sans rétrécir le passage à travers la valve modératrice, obtenir dans le cylindre une pression initiale peu différente de celle de la chaudière, une détente entre des limites plus écartées, et par conséquent réaliser une économie très-notable sur la dépense de vapeur calculée dans l'hypothèse d'une pression initiale de 2kil.,20 à 2kil.,50 seulement par centimètre carré.

Calcul du travail par kilogramme de vapeur employée à divers degrés de détente. — C'est surtout des limites entre lesquelles a lieu l'expansion de la vapeur motrice dans le cylindre des machines de toute espèce, que dépend le travail transmis au piston par kilogramme de vapeur, et par suite la dépense de combustible. Telle est la conséquence la plus importante des faits cités et de la discussion qui précède. Pour la rendre encore plus saillante, nous donnons ici une table des quantités de travail transmises au piston par 1 kilogramme de vapeur, à divers degrés de détente. Nous supposons la contre-pression due à la résistance de la vapeur derrière le piston, égale à $0^{kil.},07$ par centimètre carré. L'une des colonnes de la table se rapporte au cas où l'espace libre compris entre la soupape d'admission et le commencement de la course du piston, est égal à 1/20 du volume engendré par la course entière du piston. La colonne suivante donne le travail, calculé dans l'hypothèse que ces deux volumes sont entre eux dans le rapport de 1 à 10.

La première hypothèse peut s'appliquer aux grandes machines d'épuisement, la seconde aux machines ordinaires à double effet de petites dimensions et d'une faible puissance, où l'on aurait même pu donner de l'avance à l'admission. Les nombres portés dans l'une et l'autre colonne sont calculés par la formule générale :

$$\frac{10000\left\{\frac{AP\times L}{m}+AP\left(\frac{L}{m}+\frac{L}{\mu}\right)\text{log. hyp.}\frac{L+\frac{L}{\mu}}{\frac{L}{m}+\frac{L}{\mu}}-ApL\right\}}{AP\times 0,5726\left(\frac{L}{m}+\frac{L}{\mu}\right)},$$

dans laquelle le numérateur exprime le travail transmis au piston, et le dénominateur le poids de vapeur dépensé pour l'obtenir. Nous avons négligé, au dénominateur, la quantité de vapeur qui reste dans l'espace *libre* à la fin de chaque course du piston, ce qui tend à augmenter la dépense de vapeur, et par conséquent à diminuer l'expression de la quantité de travail par kilogramme de vapeur. L'espace libre devrait être considéré comme rempli de vapeur à la pression p du condenseur.

$\frac{1}{m}$ est la fraction de la course du piston pendant laquelle la vapeur est admise. $\frac{1}{\mu}$ est le rapport de l'espace libre $\frac{AL}{\mu}$ à l'espace AL engendré par le piston, dans une excursion. P est la pression initiale dans le cylindre, p la pression dans le condenseur, que nous supposons égale à $0^{kil.},07$.

En divisant les deux termes du rapport par APL, il vient :

$$\frac{10.000\left\{\frac{1}{m}+\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)\text{log. hyp.}\frac{1+\frac{1}{\mu}}{\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}}-\frac{p}{P}\right\}}{0,5726\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)}.$$

PRESSION initiale de la vapeur dans le cylindre en kilog. par centimètre carré. P.	VALEURS de m ou rapport de la course du piston à la partie de cette course pendant laquelle la vapeur est admise	TRAVAIL TRANSMIS AU PISTON par un kil. de vapeur. $\mu=20$	$\mu=10$
		kil. × mèt	kil. × mèt.
1	1	15,468	14,765
1	4/3	19,593	18,859
1	2	24,948	23,102
1	4	32,370	28,981
2	1	16,050	15,321
2	2	26,059	24,120
2	3	31,191	28,294
2	4	34,395	30,727
2	5	36,589	32, 97
2	6	38,172	33,370
2	7	39,355	34,136
2	8	40,274	34,702
3	1	16,245	15,507
3	4	35,077	31,311
3	8	41,441	35,610
3	12	43,906	37,012
4	1	16,341	15,599
4	5	37,812	33,315
4	10	43,591	36.971
4	12	44,666	37,565
4	15	45,732	38,110
4	16	45,987	38,234
5	1	16,400	15,655
5	5	41,729	33,520
5	10	43,999	37,277
5	12	45,124	37,897
5	15	46,260	38.476
5	20	47,347	38,989
5	30	48,293	39,387

OBSERVATIONS.

$p=0^k,07$

La pression de la vapeur motrice, à la fin de l'excursion du piston, calculée d'après la loi de Mariotte, est égale, dans chaque cas, à

$$P\times\frac{\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}}{1+\frac{1}{\mu}}=P\times\frac{m+\mu}{m(1+\mu)}.$$

Ainsi, les pressions finales de la vapeur, aux limites des détentes portées dans le tableau ci-contre, sont les suivantes :

Pression initiale P.	Valeurs de μ.	Valeurs de m.	Pressions finales.
1	20	4	0k,286
1	10	4	0 ,333
2	20	8	0 ,333
2	10	8	0 ,409
3	20	12	0 ,381
3	10	12	0 ,500
4	20	16	0 ,429
4	10	16	0 ,591
5	20	30	0 .397
5	10	30	0 ,606

Elles sont encore toutes bien supérieures à celles du condenseur.

Conséquences du tableau précédent. — Du tableau précédent découlent les conséquences suivantes :

On peut tirer d'un kilogramme de vapeur un travail moteur sur le piston, d'environ 44.000 kilogrammes élevés à un mètre de hauteur, supérieur par conséquent de près d'un quart à celui qui était obtenu dans la machine de Davey, sans que la pression initiale de la vapeur

dans le cylindre soit supérieure à 3 kilogrammes ou $3^{kil.},50$ par centimètre carré, soit 3 à 3 1/2 atmosphères. Pour obtenir un semblable résultat, il est nécessaire, si l'espace libre entre l'extrémité de la course du piston et la soupape d'admission est 1/20 de la capacité du cylindre, que l'admission de la vapeur soit supprimée, lorsque le piston a parcouru 1/12 à 1/15 de sa course. Le volume final occupé par la vapeur est alors de 8 à 9 fois son volume primitif.

L'accroissement de la pression initiale augmente peu le travail mécanique développé par un kilogramme de vapeur, si l'on n'augmente pas en même temps l'étendue de l'expansion. Ainsi la pression initiale étant de 3 et de 4 kilogrammes par centimètre carré, l'espace libre 1/20 du volume engendré par la course du piston, et la vapeur étant supprimée dans l'un et l'autre cas après le premier douzième de la course, les quantités de travail moteur sont respectivement de 43.906 et 44.666 kilogrammes élevés à un mètre ; le gain correspondant à un accroissement d'un kilogramme de tension ne s'élève donc pas à 0,02 du travail transmis.

Influence nuisible de l'espace libre. — L'augmentation de l'espace libre donne lieu à une réduction considérable du travail transmis au piston ; cet espace nuit d'une part en faisant perdre le travail mécanique dû à la pression initiale de la vapeur qui le remplit, et d'une autre part, en ce qu'il rend impossible de porter la détente jusqu'à une limite assez écartée. Ainsi, quand il s'élève à 1/10 du volume engendré par la course du piston moteur, le volume final de la vapeur ne peut dépasser 10 fois son volume primitif. Aussi dans les machines à double effet dont les cylindres sont un peu allongés, et où la distribution est opérée à l'aide de tiroirs, est-il indispensable d'avoir deux tiroirs appliqués aux deux extrémités du cylindre pour l'admission de la vapeur sur les deux faces du piston. Les machines à deux cylindres ont l'avantage de permettre de diminuer le rapport de grandeur entre l'espace nuisible et le volume final qu'occupe la vapeur.

L'avantage d'employer la vapeur à de hautes tensions consiste surtout en ce que l'on peut pousser la détente plus loin, et obtenir une puissance plus grande avec des machines de dimensions données. Par exemple, une pression initiale de 5 kilogrammes dans le cylindre, l'espace nuisible étant 1/20 de la course, permet de recueillir un travail moteur de 48.293 kilog. × m., en supprimant la vapeur après que le piston a parcouru 1/30 seulement de sa course. Le volume final de la vapeur est égal à $\frac{63}{5} = 12$ fois et 3/5 son volume primitif, et sa force élastique est encore de $0^{kil.},397$. La pression initiale étant de

3 atmosphères seulement dans les mêmes circonstances, la force élastique est déjà réduite à 0kil.,381 lorsqu'on supprime la vapeur après le premier douzième de la course du piston ; son volume final est alors 63/8, soit 8 fois son volume primitif, et le travail transmis n'est que de 43.906 kilog. × m. Il y a donc augmentation de 1/10 environ sur le travail transmis au piston par un poids donné de vapeur, la capacité des cylindres étant à peu près la même dans l'un et l'autre cas, puisque cette capacité ne dépend que de la tension finale de la vapeur. Il est évident toutefois que les résistances passives et les pertes de vapeur doivent augmenter avec la pression, ce qui fait que le rapport entre les quantités de travail disponible ou réellement utilisé, pourra être moins favorable aux pressions élevées que le rapport calculé ci-dessus. Il faut aussi, à mesure que les pressions sont plus élevées, donner plus de force aux organes principaux de la machine pour qu'ils puissent résister aux pressions initiales.

L'existence forcée de l'espace *libre* ou *nuisible*, ne permet guère de laisser la vapeur se dilater au delà de 12 fois son volume primitif dans des machines qui n'ont qu'un seul cylindre. Il y a d'ailleurs peu d'avantage à rapprocher au delà d'un certain point la *suppression* de la vapeur de l'origine de la course du piston, parce que l'on n'augmente ainsi la détente que dans une faible proportion, et que d'un autre côté on augmente la perte de travail dû à la pression initiale de la vapeur, dont la plus grande partie est alors logée dans l'espace libre. Ainsi pour la vapeur à 5 kilogrammes de pression initiale, et lorsque l'espace libre n'est que 1/20 du volume engendré par la course du piston, le travail calculé augmente seulement de 47347 à 48293, c'est-à-dire d'environ 2 pour cent, suivant que la vapeur est supprimée au vingtième ou au trentième de la course du piston. En supprimant la vapeur au vingtième, le volume final de la vapeur est égal à 10 fois 1/2 son volume primitif, et la force élastique correspondante est en conséquence de 0kil.,476. En la supprimant au trentième, le volume final est égal à 12 fois 3/5 le volume primitif, et la force élastique finale à 0kil.,397.

Machines à deux cylindres. Moyen d'annuler l'influence nuisible de l'espace libre. — Les machines à deux cylindres se prêtent beaucoup mieux à l'emploi de la vapeur sous une pression initiale élevée, non-seulement en ce que l'effort du moteur est moins inégal, mais surtout, ainsi que je vais le faire voir, en ce qu'on peut, par des moyens simples, annuler l'influence nuisible de l'espace compris entre le piston arrivé à la limite de sa course et la soupape d'admission. On se rappellera que la machine ordinaire dite de Woolff con-

siste en deux cylindres juxtaposés et de diamètres inégaux, placés ordinairement dans une même enveloppe. Les deux pistons qui se meuvent dans ces cylindres ont des courses peu différentes, et sont attachés à la même extrémité du balancier, de manière à ce qu'ils descendent ou montent ensemble. La vapeur arrive de la chaudière dans le petit cylindre, où elle est admise pendant une fraction déterminée, et se dilate ensuite jusqu'à la fin de la course du piston. Supposons qu'il s'agisse de la course descendante; lorsqu'elle est terminée, la vapeur de la chaudière arrive sur la face inférieure du petit piston, en même temps que celle dont le petit cylindre est rempli passe, par un tuyau de communication, dans le grand cylindre, où elle vient presser la face inférieure du piston, et que la vapeur dilatée dont le grand cylindre est plein s'écoule au condenseur. La vapeur subit donc dans le petit cylindre une première dilatation, et se dilate de nouveau dans le grand cylindre; au moment où le passage est ouvert au condenseur, elle remplit la totalité du second, plus le tuyau de communication entre les extrémités opposées des deux cylindres, plus encore les espaces libres compris entre les fonds des deux cylindres et les pistons arrivés aux limites de leur excursion. Si on a ces dispositions bien présentes à l'esprit, on comprendra facilement ce qui suit.

Mode de distribution de la vapeur qui détruit l'influence nuisible de l'espace libre du petit cylindre. — Je suppose que l'espace libre du petit cylindre, c'est-à-dire l'espace compris entre la soupape d'admission et le piston du petit cylindre arrivé à la limite de sa course, soit la fraction $\frac{1}{\mu}$ du volume engendré par l'excursion complète du petit piston, et que la vapeur motrice soit admise pendant la fraction $\frac{1}{m}$ de cette excursion. L'espace engendré par la course du petit piston étant pris pour unité, le volume occupé par la vapeur motrice, au moment où l'admission sera supprimée, sera $\frac{1}{\mu}+\frac{1}{m}$, et le rapport entre la quantité de vapeur occupant l'espace *libre* et la totalité de la vapeur contenue dans l'espace précédent sera celui de $\frac{1}{\mu}$ à $\frac{1}{\mu}+\frac{1}{m}$, ou de m à $m+\mu$. Or si l'on conçoit que pendant la course du piston en sens opposé, on ferme la communication entre l'extrémité du petit et l'extrémité opposée du grand cylindre, au moment où le volume compris entre le petit piston et la soupape placée dans le tuyau de communication, sera au volume total occupé

par la vapeur dans les deux cylindres et le tuyau de communication, dans le rapport de m à $m+\mu$, les deux pistons continuant à avancer, la vapeur enfermée dans le petit cylindre sera comprimée par le piston et réduite dans un espace de plus en plus rétréci, jusqu'à ce que le piston ayant terminé sa course rétrograde, elle n'occupe plus que le volume $\frac{1}{\mu}$. Durant cette compression, sa force élastique aura été en croissant, et il est clair qu'à la fin de la course du piston, lorsqu'elle sera confinée dans l'espace libre $\frac{1}{\mu}$, sa force élastique sera aussi redevenue égale à la force élastique initiale, puisqu'il y aura, d'après l'hypothèse, sous le même volume, précisément la même quantité de vapeur. Si les choses se passent ainsi, et si la soupape d'admission s'ouvre de nouveau à l'origine de l'excursion suivante du piston, l'espace libre étant alors déjà rempli de vapeur à la pression initiale, aucune partie de la vapeur entrante ne pourra s'y loger, et la vapeur dépensée à chaque coup de piston occupera simplement le volume $\frac{1}{m}$, comme si l'espace libre n'existait pas. Elle transmettra aux pistons toute la quantité de travail due à sa pression initiale, pendant que la soupape d'admission demeurera ouverte, et à la pression variable qu'elle possède, pendant sa dilatation depuis le volume $\frac{1}{m}$ jusqu'à son volume final, qui sera égal à la capacité du grand cylindre, augmentée de l'espace libre compris entre la soupape de communication des deux cylindres et la limite de la course du grand piston, déduction faite toutefois de la perte qui est occasionnée par cet espace libre, et que nous apprécierons.

Calcul des pressions sur les pistons. — Soit A la surface du petit piston, n le rapport de la surface du grand à celle du petit piston, ou le rapport des carrés des diamètres des deux cylindres; supposons que les deux pistons aient une même course, et soit cette course exprimée par L; enfin soit $\frac{1}{\mu}$ le rapport de l'espace compris entre la soupape de communication des deux cylindres et la limite de la course du grand piston, à l'espace engendré par la course de ce piston (1).

(1) Si les courses des deux pistons sont inégales, L désignant toujours celle du petit piston, n désignera le rapport entre les volumes engendrés par les excursions du grand et du petit piston.

L'espace libre du petit cylindre, qui comprend la totalité de l'espace compris entre le petit piston arrivé à la limite de sa course, la soupape d'admission et la soupape de communication, sera alors exprimé par $\frac{AL}{\mu}$.

L'espace délaissé par le petit piston, pendant l'admission de la vapeur, sera exprimé par $\frac{AL}{m}$, et le volume total de la vapeur contenue entre la soupape d'admission et le petit piston, au moment de la fermeture de la soupape d'admission, sera $\frac{AL}{\mu}+\frac{AL}{m}$. Cette vapeur sera à la pression initiale P, qui pourra être peu différente de celle de la chaudière.

La pression sur le petit piston, après la fermeture de la soupape d'admission, calculée d'après la loi de Mariotte, sera égale à la pression initiale P $\times$ le rapport du volume initial $\frac{AL}{\mu}+\frac{AL}{m}$, au volume actuel de la vapeur; par conséquent, si nous désignons par φ la pression variable sur l'unité de surface du petit piston, lorsqu'il a parcouru la partie l de sa course plus grande que la fraction $\frac{L}{m}$, nous aurons :

$$\varphi = P\times\frac{\frac{AL}{\mu}+\frac{AL}{m}}{\frac{AL}{\mu}+Al} = P\times\frac{\frac{1}{\mu}+\frac{1}{m}}{\frac{1}{\mu}+\frac{l}{L}}.$$

Lorsque le petit piston est arrivé à la fin de sa course, on a $l=L$, et la pression de la vapeur qui remplit le petit cylindre est alors P $\times$ $\frac{m+\mu}{m(1+\mu)}$. Je la désignerai par P'.

Les deux pistons commencent à la fois leur course rétrograde; la communication est alors établie entre l'extrémité du petit cylindre, qui est rempli de vapeur à la pression P', et l'extrémité opposée du grand cylindre, en même temps que la vapeur de la chaudière arrive sur la face du petit piston voisine du fond du cylindre. La vapeur à la pression P' passe donc graduellement du petit cylindre dans le grand, et remplit aussi l'espace libre compris entre la soupape de commu-

nication et le dessous du grand piston. Lorsque les deux pistons auront parcouru une fraction quelconque $\frac{1}{x}$ de leur course rétrograde, la vapeur remplira le petit cylindre sur une longueur $L\left(1-\frac{1}{x}\right)$ ce qui fait un espace égal à $AL\left(1-\frac{1}{x}\right)$; elle remplira le grand cylindre sur une longueur $\frac{L}{x}$, et un volume égal par conséquent à $nA\frac{L}{x}$; enfin elle sera répandue dans la totalité des deux *espaces libres*, dont la capacité est : $\frac{AL}{\mu}+\frac{nAL}{\mu'}$. Son volume total sera donc :

$$AL\left(1-\frac{1}{x}+\frac{n}{x}+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{\mu'}\right).$$

Le volume de vapeur contenu dans le petit cylindre sera à cet instant :

$$AL\left(1-\frac{1}{x}+\frac{1}{\mu}\right).$$

La pression sera sensiblement uniforme dans les deux cylindres, s'ils communiquent entre eux par un passage assez large; nous pourrons alors admettre que le rapport des volumes est aussi celui des quantités pondérales de vapeur.

Portion de la course après laquelle la communication entre les deux cylindres doit être supprimée. — Si donc l'on intercepte la communication entre le grand et le petit cylindre, au moment où le volume de la vapeur dans le petit cylindre sera au volume total dans le rapport de $\frac{1}{\mu}$ à $\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}$, ou de m à $m+\mu$, la vapeur qui restera alors emprisonnée dans le petit cylindre, sera précisément égale en poids à celle qui remplissait l'espace libre $\frac{AL}{\mu}$ du petit cylindre, à la

pression P. Le point où la communication doit être interrompue est donné par l'équation :

$$\frac{1-\frac{1}{x}+\frac{1}{\mu}}{1-\frac{1}{x}+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{x}+\frac{n}{\mu'}}=\frac{m}{m+\mu}$$

d'où l'on tire :

$$\frac{1}{x}=\frac{\mu'(1+\mu)-mn}{(mn+\mu)\mu'}, \qquad (a)$$

Si par exemple on suppose que l'espace libre du petit cylindre soit 1/20 du volume engendré par son piston, que l'espace libre entre la soupape de communication et le grand cylindre soit 1/16 du volume décrit par le grand piston, que l'admission ait lieu dans le petit cylindre pendant le quart de la course, et que le diamètre du grand cylindre soit double de celui du petit, on aura :

$$\mu=20, \quad \mu'=16, \quad m=4, \quad n=4,$$

et l'équation (*a*) donnera :

$$\frac{1}{x}=\frac{16\times21-4\times4}{(4\times4+20)16}=\frac{20}{36}=\frac{5}{9},$$

c'est-à-dire que la communication entre les deux cylindres devra être interceptée aux 5/9 de la course des pistons.

Si on considère les deux fractions $\frac{1}{m}$ et $\frac{1}{x}$ qui varient ensemble comme les deux coordonnées d'une courbe, $\frac{1}{m}$ étant l'abscisse que j'appelrai x', et $\frac{1}{x}$ l'ordonnée y', l'équation de la courbe sera :

$$\mu\mu'x'y'+n\mu'y'-\mu'(1+\mu)x'+n=0;$$

c'est celle d'une hyperbole, et l'arc de cette courbe qui donne la

solution complète des variations corrélatives des fractions $\frac{1}{m}$ et $\frac{1}{x}$ est la partie supérieure à l'axe des x', comprise entre le point où la courbe coupe cet axe, et l'ordonnée correspondante à $x' = 1$.

La *fig.* 6, *Pl. LXII*, représente cet arc d'hyperbole, pour le cas des valeurs particulières précédemment attribuées à n, μ et μ'. La course du piston étant représentée par AB, une abscisse étant la portion de la course du petit piston correspondante à l'admission de la vapeur, l'ordonnée correspondante représente la longueur de la course des deux pistons, pendant laquelle la communication entre les deux cylindres doit rester ouverte.

Les pressions sur l'une et l'autre face de chacun des deux pistons seront déterminées comme il suit :

La pression motrice sur le petit piston, depuis le commencement jusqu'à la fraction $\frac{1}{m}$ de sa course, après laquelle la vapeur est supprimée, est constante et égale à A $\times$ P.

A partir de la distance $\frac{L}{m}$ de l'origine jusqu'à la fin de la course, la pression motrice sur le petit piston va en décroissant et pour une distance l comptée à partir de l'origine, elle est égale à :

$$A\varphi = AP \times \frac{\frac{L}{\mu} + \frac{L}{m}}{l + \frac{L}{\mu}},$$

à la fin de la course, $l = L$, et on a :

$$\varphi = P' = P \times \frac{\frac{1}{m} + \frac{1}{\mu}}{1 + \frac{1}{\mu}}.$$

Depuis le commencement de la course des deux pistons, jusqu'à la distance $\frac{L}{x}$ où la communication entre les extrémités opposées des deux cylindres est interceptée, la force élastique de la vapeur est sensiblement la même derrière le petit et sur le grand piston. Cette force

élastique, calculée d'après la loi de Mariotte, est égale à P' multiplié par le rapport de la capacité du petit cylindre au volume actuellement occupé par la vapeur. En la désignant par ψ, et appelant l la distance des pistons à l'origine de leur course, nous aurons en conséquence :

$$\psi = P' \times \frac{AL + \frac{AL}{\mu}}{A(L-l) + \frac{AL}{\mu} + \frac{nAL}{\mu'} + nAl}.$$

Substituant à P' sa valeur, et divisant les deux termes de la valeur de ψ par AL, il vient :

$$\psi = P \times \frac{\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)}{1+(n-1)\frac{l}{L}+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{\mu'}}. \qquad (b)$$

La pression résistante contre le petit piston est donc égale à :

$$A\psi = AP \times \frac{\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)}{1+(n-1)\frac{l}{L}+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{\mu'}}.$$

La pression motrice sur le grand piston est égale au même instant à :

$$nA\psi = nAP \times \frac{\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)}{1+(n-1)\frac{l}{L}+\frac{1}{\mu}+\frac{1}{\mu'}}.$$

Ces pressions sont celles qui ont lieu pour toutes les valeurs de l comprises entre 0 et

$$\frac{L}{x} = L \times \frac{\mu'(1+\mu)-mn}{(mn+\mu)\mu'},$$

pour $l = \frac{L}{x}$, on a :

$$\frac{l}{L} = \frac{1}{x} = \frac{\mu'(1+\mu) - mn}{(mn+\mu)\mu'}$$

Cette valeur substituée dans l'expression (*b*) donnera la valeur de la pression ψ qui a lieu au moment où la communication entre les deux cylindres est interceptée.

On peut aussi calculer cette valeur que je désignerai par P'', en observant que la vapeur dont la force élastique est P'', sous un volume égal à A $\left(L - \frac{L}{x} + \frac{L}{\mu}\right)$, doit arriver à la pression P lorsque son volume est réduit à l'espace libre $\frac{AL}{\mu}$ d'où on tire :

$$P'' = P \times \frac{\frac{1}{\mu}}{1 + \frac{1}{\mu} - \frac{1}{x}}, \qquad (b')$$

où il ne reste plus qu'à remplacer $\frac{1}{x}$ par sa valeur déjà déterminée. La valeur (*b*) de ψ et la valeur (*b'*) de P'' deviennent identiques, et donnent

$$P'' = P \times \frac{(mn+\mu)\,\mu'}{mn\,(\mu + \mu' + \mu\mu')} \text{ pour } \frac{l}{L} = \frac{1}{x} = \frac{\mu'(1+\mu) - mn.}{(mn+\mu)\,\mu'}$$

Après que la communication entre les deux cylindres est interceptée, la pression résistante derrière le petit piston, va en croissant depuis AP'' jusques à AP, limite qu'elle atteint à la fin de la course. A une distance l, plus grande que $\frac{L}{x}$ de l'origine de la course, la force élastique de la vapeur qui se comprime derrière le piston est égale à :

$$P \times \frac{\frac{1}{\mu}}{1 + \frac{1}{\mu} - \frac{l}{L}},$$

la contre-pression résistante est donc égale à :

$$AP \times \frac{\frac{1}{\mu}}{1+\frac{1}{\mu}-\frac{l}{L}}.$$

La pression motrice sur le grand piston va en décroissant depuis le point où la communication est interceptée, jusqu'à la fin de la course : Dans cette dernière position, la vapeur occupe, dans le grand cylindre, un volume $nA\left(L+\frac{L}{\mu'}\right)$; elle occupait primitivement, dans le petit cylindre, le volume $A\frac{L}{m}$ engendré par l'excursion du piston pendant l'admission de la vapeur, et sa force élastique était alors la pression initiale P. On a donc, d'après la loi de Mariotte, pour la pression finale que je désigne par P_f :

$$P_f = P \times \frac{\frac{1}{m}}{n\left(1+\frac{1}{\mu'}\right)} = P \times \frac{\mu'}{mn(1+\mu')}.$$

La pression sur le grand piston, à une distance quelconque l plus grande que $\frac{L}{x}$ de l'origine de sa course, est à la pression finale P_f comme le volume final $nA\left(L+\frac{L}{\mu'}\right)$ est au volume correspondant à la distance l, qui est : $nA\left(\frac{L}{\mu'}+l\right)$. On a donc, en désignant par ψ'' la force élastique variable de la vapeur dans le grand cylindre :

$$\psi'' = P_f \times \frac{1+\frac{1}{\mu'}}{\frac{1}{\mu'}+\frac{l}{L}},$$

et en remplaçant P_f par sa valeur :

$$\psi'' = P \times \frac{\frac{1}{m}}{n\left(\frac{1}{\mu'}+\frac{l}{L}\right)} = P \times \frac{\mu'}{mn\left(1+\mu'\frac{l}{L}\right)}.$$

Enfin la contre-pression résistante derrière le grand piston sera constante pendant la course entière, et sensiblement égale à celle du condenseur, si les communications sont suffisamment larges. Si donc P est la pression dans le condenseur, la contre-pression derrière le grand piston sera constamment égale à :

$$nAp.$$

L'effort moteur dans chaque position des pistons est égal à la somme des pressions motrices, moins la somme des pressions résistantes; il est donc facile à calculer.

Dépense de vapeur. — La dépense de vapeur pour chaque coup de piston de la machine est égale au volume $\frac{AL}{m}$ multiplié par le poids spécifique de la vapeur à la pression initiale P. Elle est donc exprimée, suivant la loi de Southern, par $\frac{AL}{m} \times 0{,}5726 \times P$, la surface (A) étant exprimée en mètres carrés, la longueur L en mètres, et la pression P en kilogrammes par centimètre carré.

Travail moteur par kilogramme de vapeur. — Quant au travail moteur par coup de piston, il se compose de deux parties, savoir : le travail développé par la vapeur qui vient remplir l'espace $\frac{AL}{m}$ sous la pression constante P, et qui est exprimé par $\frac{AL}{m} \times P$ kilog. $\times$ m.; et le travail dû à la détente de cette vapeur, depuis la pression P jusques à la pression finale P_f, dont il faut toutefois déduire le travail perdu, lors de l'ouverture de la communication entre les extrémités opposées des deux cylindres. La vapeur qui remplissait le petit cylindre où elle occupait un espace $AL\left(1+\frac{1}{\mu}\right)$, sous la pression P', se répand alors dans le tuyau de communication et l'espace compris entre le fond du grand cylindre et le piston, de ma-

nière à remplir un volume égal à AL $\left(1+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{\mu'}\right)$, ce qui fait tomber la pression P′ à une pression ψ_0 égale à $P' \times \frac{1+\frac{1}{\mu}}{1+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{\mu'}}$, ou en remplaçant P′ par sa valeur à :

$$P \times \frac{\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}}{1+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{\mu'}}.$$

Le travail dû à la chute de pression occasionnée par l'existence de l'espace libre entre les deux cylindres est exprimé par :

$$APL\left(\frac{1}{\mu}+\frac{1}{m}\right) \text{log. hyp. } \frac{P'}{\psi_0}.$$

Le travail moteur dû à la détente de la vapeur, déduction faite de cette perte, est donc :

$$\frac{AL}{m} \times P\left(\text{log. hyp. } \frac{P}{P_f} - \frac{m+\mu}{\mu} \text{ log. hyp. } \frac{P'}{\psi_0}\right).$$

Du travail moteur total composé des deux parties calculées ci-dessus, doit être soustrait le travail résistant développé par la contre-pression de la vapeur raréfiée sur le grand piston, et qui est égal à $nApL$.

En définitive le travail moteur total transmis aux pistons, pour une dépense de vapeur égale à $\frac{(A)L}{m} \times 0{,}5726$ P kilog., est égal à :

$$\frac{AL}{m} \times P\left\{1 + \text{log. hyp. } \frac{P}{P_f} - \frac{m+\mu}{\mu} \text{ log. hyp. } \frac{P'}{\psi_0} - mn\frac{p}{P}\right\},$$

et en observant que $A = 10000\,(A)$, on a pour l'expression du travail moteur transmis par kilogr. de vapeur :

$$\frac{10000\left\{1+\text{log. hyp.}\,\frac{P}{P_f}-\frac{m+\mu}{\mu}\,\text{log. hyp.}\,\frac{P'}{\psi_0}-mn\,\frac{p}{P}\right\}}{0{,}5726},$$

en substituant à P_f, P' et ψ_0 leurs valeurs que nous avons précédemment calculées, il vient :

$$\frac{10000\left\{1+\text{log.hyp.}\frac{mn(1+\mu')}{\mu'}-\frac{m+\mu}{\mu}\,\text{log. hyp.}\frac{\mu'(1+\mu)+\mu n}{\mu'(1+\mu)}-mn\frac{p}{P}\right\}}{0{,}5726}.$$

Le tableau ci-dessous contient les résultats de l'application numérique des formules générales à une machine dans laquelle on aurait $\mu = 20$, $\mu' = 16$ et $n = 4$. Les quantités de travail fournies par un kilogramme de vapeur sont calculées, en supposant la vapeur admise dans le petit cylindre pendant 1/8, 1/4, 1/2, 3/4 de la course et enfin la course entière, ce qui revient à faire dans les formules : $m = 8$; 4; 2; 4/3; 1. Dans une des colonnes du tableau est indiquée la fraction de la course après laquelle la communication entre les deux cylindres doit être interceptée, et dans une autre la pression finale de la vapeur. La pression p du condenseur est prise égale à 0k,07, et la pression initiale P à 3 kilog.

TABLEAU A.

Quantités de travail développées par un kilogramme de vapeur, dans une machine à deux cylindres, où la communication entre les deux cylindres est interceptée en un point de la course, tel que l'espace libre se trouve rempli de vapeur comprimée à la pression initiale, à la fin de la course du petit piston.

PRESSION initiale dans le petit cylindre P.	FRACTION de la course après laquelle la vapeur est supprimée dans le petit cylindre $\frac{1}{m}$.	FRACTION de la course après laquelle la communication entre les deux cylindres doit être interceptée. $\frac{1}{x}$.	PRESSION finale de la vapeur Pf.	TRAVAIL moteur par kilogr. de vapeur d'après la formule A.	OBSERVATIONS.
				Kilog. × m.	
3	1/8	0,365	0^k,088	60.787	La pression dans le condenseur p=0k.,07.
3	1/4	0,555	0 ,170	55.966	
3	1/2	0,732	0 ,353	47.493	
3	3/4	0,810	0 ,529	41.606	
3	1	0,865	0 ,706	37.189	

Somme des forces qui sollicitent les deux pistons en un point quelconque de leur course. — La somme des forces qui sollicitent les pistons dans le sens du mouvement en un point quelconque de leur course a pour expression :

Depuis le commencement de la course jusqu'au moment où $\frac{l}{L} = \frac{1}{m}$, et où la vapeur motrice cesse d'affluer dans le petit cylindre :

$$A(P - \psi + n\psi - np) = A(P + (n - 1)\psi - np).$$

Depuis le moment où la vapeur est supprimée, jusqu'à celui où la

communication est interceptée entre les deux cylindres et où $\frac{l}{L}=\frac{1}{x}$, cette somme est :

$$A(\varphi+(n-1)\psi-np),$$

expression qui diffère de la précédente, en ce que la pression constante P est remplacée par la pression variable φ.

Depuis le moment où la communication entre les cylindres est interceptée jusques à la fin de la course, l'expression de cette somme est :

$$A(\varphi-\psi')+n(\psi''-p),$$

ψ' et ψ'' désignant les pressions respectives qui ont lieu derrière le petit et sur le grand piston.

Par exemple, dans la machine à laquelle s'applique le tableau précédent, et dans les circonstances de la première ligne horizontale, la vapeur affluente dans le petit cylindre étant supprimée au huitième de la course du piston, de sorte que $m=8$, on a généralement :

$$\psi=\mathrm{P}\times\frac{\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)}{1+(n-1)\frac{l}{\mathrm{L}}+\frac{1}{\mu}+\frac{n}{\mu'}}=$$

$$=3\text{ kil.}\times\frac{0{,}05+0{,}125}{1{,}05+0{,}25+3\frac{l}{\mathrm{L}}}=\frac{0\text{kil.},525}{1{,}30+3\frac{l}{\mathrm{L}}}$$

$$\varphi=\mathrm{P}+\frac{m+\mu}{m\left(1+\mu\frac{l}{\mathrm{L}}\right)}=3\text{ kil.}=\frac{28}{8\left(1+20\frac{l}{\mathrm{L}}\right)}=\frac{21\text{ kil.}}{2+40\frac{l}{\mathrm{L}}}.$$

Pour $\frac{l}{\mathrm{L}}=1$, cette valeur de φ devient $\frac{21}{42}=0^{\mathrm{k}},50$; c'est la pression motrice sur le petit piston à la fin de sa course.

Pour $\frac{l}{\mathrm{L}}=\frac{1}{x}=0{,}365$, on a :

$$\psi=\frac{0{,}525}{1{,}30+1{,}095}=0\mathrm{k},2192.$$

C'est la valeur initiale de ψ' et ψ'' que nous avons désignée par P'' dans la discussion générale.

On a ensuite :

$$\psi'=\mathrm{P}\times\frac{\frac{1}{\mu}}{1-\frac{l}{\mathrm{L}}+\frac{1}{\mu}}=3\mathrm{kil.}\times\frac{0,05}{1,05-\frac{l}{\mathrm{L}}}=\frac{0\mathrm{kil.},15}{1,05-\frac{l}{\mathrm{L}}}$$

$$\psi''=\mathrm{P}\times\frac{\mu}{mn\left(1+\mu'\frac{l}{\mathrm{L}}\right)}=3\mathrm{kil.}\times\frac{16}{32\left(1+16\frac{l}{\mathrm{L}}\right)}=\frac{3\mathrm{kil.}}{2+32\frac{l}{\mathrm{L}}}.$$

On peut former ainsi le tableau suivant qui est corrélatif à la première ligne horizontale du tableau A.

Tableau des valeurs de la somme des forces motrices dans les diverses positions des deux pistons, pour la pression initiale P=3, *l'admission de la vapeur étant supprimée au huitième de la course du petit piston.*

RAPPORT de la distance des pistons à l'origine de leur course, à la course totale.	SOMME des efforts qui sollicitent les pistons dans le sens du mouvement.	OBSERVATIONS. La pression p dans le condenseur = 0 k, 07.
0	A× 3 k,9315	A l'origine de la course des pistons, la communication venant de s'ouvrir entre les deux cylindres.
1/8	A× 3 ,66	Au moment où la vapeur est supprimée dans le petit cylindre.
0,365	A× 1 ,6427	Au moment où la communication est interceptée entre les deux cylindres.
1/2	A× 1 ,0686	
3/4	A× 0 ,3377	
1	A×−2 ,4272	A la fin de la course.

Dans ces conditions, l'effort moteur devient nul en un point intermédiaire entre les 3/4 et la fin de la course du piston; il devient ensuite négatif, c'est-à-dire que le volant achève sa révolution en vertu de la vitesse acquise, en surmontant la résistance déterminée par l'excès de la contre-pression de la vapeur derrière le petit piston sur la force qui sollicite encore le grand piston dans le sens du mouvement.

Ces effets, vers la limite de la course, ont lieu aussi dans les machines à un seul cylindre où l'on donne de l'avance à l'admission, et paraissent plutôt favorables que contraires à l'économie de combustible et à la conservation de la machine.

Si la vapeur était admise dans le petit cylindre pendant toute la course du piston, la communication entre les deux cylindres étant interceptée aux 0,865 de la course, conformément, à la dernière ligne horizontale du tableau A, l'effort resterait positif jusqu'à la fin de la course et présenterait les valeurs suivantes :

FRACTIONS de la course des pistons parcourue.	SOMME des efforts qui sollicitent les pistons dans le sens du mouvement.
0	A × 9k,99
1/4	A × 7,33
1/2	A × 6,095
3/4	A × 5,382
0,865	A × 5,146
1	A × 544

Règlement de la machine qui rend nulle, à la limite de la course, la somme des pressions sur les pistons. — Il y a une certaine étendue de l'admission de la vapeur, pour laquelle la force qui sollicite les pistons serait exactement nulle à la fin de la course : c'est celle qui paraît devoir être la plus favorable à la conservation de la machine. Elle peut être aisément déterminée; car si l'effort est nul à la fin de la course, il faut que l'effort moteur agissant sur le grand piston soit égal à la résistance due à la contre-pression derrière le petit

piston; en conséquence on doit avoir pour $l = L$, en conservant les notations adoptées, $\psi' - \varphi = n(\psi'' - p)$. D'ailleurs, à la fin de la course, la pression résistante ψ' devient égale, par suite de l'interruption de la communication entre les deux cylindres au moment convenable, à la pression initiale P. L'équation de condition précédente se réduit en conséquence à $P - \varphi = n(\psi'' - p)$ (a). Les valeurs générales de φ et ψ'' deviennent, quand on y fait $l = L$:

$$\varphi = P \times \frac{m+\mu}{m(1+\mu)}$$

$$\psi'' = P \times \frac{\mu'}{mn(1+\mu')};$$

portant ces dernières valeurs dans l'équation de condition (a), celle-ci devient :

$$P - P\frac{m+\mu}{m(1+\mu)} = P \times \frac{\mu'}{m(1+\mu')} - np,$$

d'où l'on tire :

$$\frac{1}{m} = \frac{\mu(1+\mu') + n\,\frac{p}{P}(1+\mu)(1+\mu')}{\mu(1+\mu') + \mu'(1+\mu)}.$$

Pour la machine à laquelle nous avons fait les applications numériques précédentes, cette équation donne, en posant $P = 3^k$, $n = 4$, $\mu = 20$, $\mu' = 16$ et $p = 0^k,07$: $\frac{1}{m} = 0,552$; c'est-à-dire que la vapeur de la chaudière étant supprimée aux 0,552 de la course du petit piston, la somme des forces agissantes sur les pistons sera nulle, lorsque ceux-ci arriveront aux extrémités de leur course. Ce sont là les conditions dans lesquelles il conviendrait de faire l'établissement de la machine.

On aurait pour cette valeur de m :

$$\frac{1}{x} = \frac{0,552 + 20 \times 0,552 - \frac{4}{16}}{4 + 0,552 \times 20} = \frac{11,342}{15,04} = 0,754.$$

communication entre le petit et le grand cylindre, au point convenable, qui sera toujours bien avant la fin de la course des pistons. Ces conditions sont faciles à réaliser pratiquement, au moyen des mécanismes connus. On peut, à cet égard, consulter la théorie géométrique des tiroirs de distribution, page 80 et suivantes de ce volume. Le seul inconvénient que j'aperçoive, consiste en ce que, si l'on voulait que la machine conservât tous ses avantages en fonctionnant sous des charges variables, il ne suffirait pas d'y appliquer un modérateur qui, comme celui des machines de M. Farcot et de M. Meyer, réglât l'admission de la vapeur dans le cylindre; il faudrait que la modification apportée à l'étendue de l'admission, en entraînât une de même sens dans le réglement des soupapes ou tiroirs qui régleraient la communication entre les extrémités opposées des deux cylindres. On pourrait arriver à combiner un mécanisme qui maintînt dans le rapport convenable les deux espèces de tiroirs. Mais quand bien même on n'ajouterait pas ce perfectionnement, si on dispose la machine de manière à ce que, sous le maximum de charge, qui est aussi généralement la charge habituelle, la vapeur soit admise dans le petit cylindre, jusque vers le milieu de la course du piston, le jeu des soupapes ou tiroirs de la communication entre les deux cylindres étant réglé en conséquence, il arrivera que si l'on vient à admettre moins de vapeur, par suite d'une diminution de charge de la machine, la communication entre les deux cylindres sera fermée trop tard; la pression de la vapeur, derrière le petit piston, à la fin de sa course, ne sera donc pas encore redevenue égale à la pression initiale. L'influence nuisible de l'espace libre ne sera pas totalement annulée, comme dans la marche normale; mais elle sera toujours diminuée, et la perte sur le travail à pleine pression de la vapeur admise sera partiellement compensée par une détente plus étendue.

La compression préalable de la vapeur dans l'espace libre doit empêcher l'entraînement de l'eau par la vapeur. — Je termine cette digression à laquelle je me suis laissé entraîner par l'intérêt et l'importance du sujet, en faisant observer que la compression préalable de la vapeur dans l'espace libre, est un des moyens les plus efficaces pour prévenir l'entraînement d'eau liquide par la vapeur. Je n'ai d'ailleurs supposé, dans mes calculs, la pression initiale dans le cylindre, que de 3 ou même 2 kilogrammes par centimètre carré, et il ne sera pas difficile d'arriver là avec des machines pourvues de volants convenables, dont la vitesse moyenne des pistons sera d'environ 1 mètre à $1^m,20$ par seconde. Il sera d'ailleurs prudent d'avoir des chaudières capables de supporter une pression plus forte, comme

4 1/2 ou 5 atmosphères. Je reviens aux machines d'épuisement proprement dites.

Expériences directes sur le travail utile, par kilogr. d'eau dépensée, de deux machines à simple effet. — M. Wicksteed a publié une suite d'expériences sur deux machines à vapeur employées à élever de l'eau dans l'établissement hydraulique d'Odlford, à Londres. L'une est construite comme celles du Cornwall, l'autre est une machine à simple effet de Boulton et Watt. Toutes deux ont un cylindre-enveloppe communiquant avec la chaudière; l'eau condensée dans l'enveloppe de la machine du Cornwall retourne à la chaudière; celle qui est condensée dans l'enveloppe de la machine de Boulton et Watt s'écoule par un siphon dans la bâche à eau chaude. M. Wicksteed a mesuré avec beaucoup de soin les quantités d'eau dépensées pendant la marche régulière de chaque machine, en même temps qu'il constatait le nombre de coups de piston et la fraction de la course pendant laquelle la vapeur était admise. Le travail utile était d'ailleurs constaté par le volume d'eau élevé et la hauteur à laquelle elle était portée.

Comparaison des résultats observés avec ceux que donne l'application des formules. — La machine du Cornwall élevait à chaque coup de piston, au moyen d'une seule pompe foulante, dont nous avons donné les dimensions pag. 243, $2^{m.\ cub.},33511$ d'eau à $32^{m},91$ de hauteur verticale, ce qui fait un travail mécanique utile de $2335,11 \times 32,91 = 76.848$ kil. $\times$ m. La course de son piston était de 10 pieds anglais ou $3^{m},0479$. La surface du piston, déduction faite de la section de la tige, était de 5019,5 pouces carrés anglais, équivalents à $3^{m.car.},23827$. L'espace *libre* compris entre le piston arrivé à la limite supérieure de sa course et la soupape d'admission, était 1/20 du volume engendré par l'excursion du piston.

Le tableau suivant renferme les résultats des observations faites par M. Wicksteed sur cette machine, et le travail transmis au piston par kilogramme de vapeur calculé par la formule.

$$T = \frac{10000\left\{\frac{1}{m} + \left(\frac{1}{\mu} + \frac{1}{m}\right) \times \log.\text{ hyp.} \frac{1+\frac{1}{m}}{\frac{1}{\mu}+\frac{1}{m}} - \frac{p}{P}\right\}}{0,5726\left(\frac{1}{\mu} + \frac{1}{m}\right)},$$

dans laquelle j'ai pris pour P la pression dans la chaudière observée par M. Wicksteed, et pour p la pression 0kil.,05 par centimètre carré, qui, d'après le même ingénieur, existait dans le condenseur. Quant à la fraction $\frac{1}{\mu}$ qui exprime le rapport de l'espace libre au volume engendré par la course du piston, il faudrait le prendre égal à 1/20, s'il était entièrement vide de vapeur au moment de l'ouverture de la soupape d'admission. Mais dans les machines à simple effet, cet espace est rempli de vapeur qui a été comprimée à la fin de la course ascendante du piston, après la fermeture de la soupape d'équilibre. M. Wicksteed suppose que la vapeur occupant cet espace au moment de l'ouverture de la soupape d'admission, est à la pression moyenne de 8℔,7 par pouce carré anglais, ou 0kil.,611 par centimètre carré, qu'il a reconnue exister dans le cylindre, à la fin de course. Il est certain que la vapeur devait être, dans l'espace libre, à une pression plus forte, par suite de la compression de la vapeur vers la fin de la course ascendante du piston, compression qui est parfaitement marquée dans tous les diagrammes relevés sur les machines du Cornwall. Toutefois j'ai pris le nombre donné par M. Wicksteed pour calculer le nombre $\frac{1}{\mu}$ de la manière suivante : l'espace total exprimé par 1/20 est plein de vapeur à la pression de 0kil.,611; à la pression P le volume occupé par cette vapeur serait réduit dans le rapport de 0kil.,611 à P, et l'espace qui resterait à remplir de vapeur venant de la chaudière serait égal à $1/20\left(1-\frac{0,611}{\mathrm{P}}\right)$. C'est par la valeur ainsi calculée que j'ai remplacé $\frac{1}{\mu}$ dans la formule.

Tableau des expériences faites à Oldford par M. Wicksteed.

DURÉE de l'expérience. — heures. A.	QUANTITÉ d'eau évaporée. — kilogrammes B.	NOMBRE de coups de piston C.	EAU par coup de piston. $\frac{B}{C}=D.$	PRESSION dans les chaudières. — kilogrammes par cent. carré. P.	RAPPORT de la partie de la course pendant laquelle la vapeur est admise à la course totale $\frac{1}{m}.$	TRAVAIL utile observé par coup de piston. T.	TRAVAIL utile par kilogr. d'eau dépensé d'après l'observation $\frac{T}{D}=T'.$	VALEUR de $\frac{1}{\mu}$ calculée $\frac{1}{20}\left(1-\frac{0,611}{P}\right)$ $\frac{1}{\mu}.$	TRAVAIL transmis au piston par kilogr. d'eau calculé par la formule T″.	RAPPORT du travail observé au travail calculé $\frac{T'}{T''}.$
					MACHINE DU CORNWALL.					
96	118.780	34.760	3,42	2,14	0,603	76.848	22.470	0,0357	24.291	0,925
144	186.879	63.772	2,93	2,438	0,477	*id.*	26.228	0,0375	27.741	0,945
168	178.405	63.456	2,81	3	0,397	*id.*	27.348	0,0398	30.354	0,90
154,25	161.417	59.445	2,71	3,21	0,352	*id.*	28.357	0,0405	31.996	0,89
117,60	122.183	49.302	2,48	3,63	0,313	*id.*	30.987	0,0416	33.555	0,92
					MACHINE DE BOULTON ET WATT.					
58,5	82.661	39.901	2,07	1,24	0,632	28.022	13.826	0,0526	22.606	0,61

Nota. Les huit premières colonnes de ce Tableau sont extraites du mémoire de M. Wicksteed. Les trois dernières sont calculées ainsi que nous l'avons expliqué.

On voit que le travail transmis au piston par chaque kilogramme d'eau déterminé par le calcul, en supposant la pression initiale dans le cylindre égale à la pression dans la chaudière, dépasse à peu près de 10 pour 100 en moyenne le travail utile tel qu'il a été observé. Cette différence devrait représenter les résistances passives, et si l'on se reporte à ce que nous avons dit, page 243 et suivantes, sur la pompe à plongeur d'Oldford, on reconnaîtra que très-vraisemblablement le travail absorbé par les résistances passives ne dépasse pas beaucoup la dixième partie du travail utile.

La pression initiale dans le cylindre de la machine d'Oldford était très-inférieure à la pression de la chaudière. — D'un autre côté il est facile de voir que l'hypothèse admise d'une pression initiale dans le cylindre égale à celle de la chaudière est extrêmement écartée de la réalité. En effet, d'après les dimensions de la machine à vapeur que nous avons fait connaître, le volume total engendré par la course du piston est de $3{,}0479 \times 3{,}23827 = 9^{m.\ cub},8699$. Or, si nous prenons l'une quelconque des expériences du tableau, celle par exemple dont la première ligne horizontale contient les résultats, nous trouvons que le piston a parcouru les 0,603 de sa course, au moment où la soupape d'admission se ferme. Ajoutant à 0,603 la valeur de $\frac{1}{\mu} = 0{,}0357$, nous voyons que l'espace à remplir par la vapeur venue de la chaudière à chaque coup, était les 0,6387 du volume engendré par la course du piston : $0{,}6387 \times 9{,}8699 = 6^{m.\ cub.},3041$. Or, $6^{m.\ cub.},3041$ de vapeur d'eau, à la pression de $2^{kil.},14$ par centimètre carré, auraient, d'après la loi de Southern, un poids égal à

$$0{,}5726 \times 2{,}14 \times 6{,}3041 = 7^{kil.},725,$$

tandis que la quantité d'eau dépensée par coup de piston ne s'élève, d'après l'observation, qu'à $3^{kil.},42$. Il est donc tout à fait impossible que le cylindre contînt de la vapeur à la pression de la chaudière au moment où la soupape d'admission se fermait, et si cela avait eu lieu, il est clair que le travail utile par coup de piston aurait été très-supérieur à celui qui résulte de l'observation directe. On peut déduire du poids d'eau dépensé, la pression initiale de la vapeur dans le cylindre, par la proportion suivante :

$7^{kil.},725$, poids de $6^{m.\ cub.},3041$ de vapeur à la pression de $2^{kil.},14$: $3^{kil.},42$, poids de vapeur réellement dépensé :: la pression $2^{kil.}14$: $x = 0^{kil.},947$. Telle devait être à peu près la pression initiale de la

vapeur dans le cylindre de la machine d'Oldford, lorsque cette vapeur était admise pendant les 0,603 de la course du piston. Eh bien ! si nous remplaçons dans la formule générale

(*La formule donne des résultats qui ne diffèrent pas sensiblement l'un de l'autre, soit qu'on prenne pour P la pression initiale, ou la pression chaudière.*)

$$T = \frac{10000\left\{\frac{1}{m}+\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)\text{og. hyp. }\frac{1+\frac{1}{\mu}}{\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}}-\frac{p}{P}\right\}}{0{,}5726\left(\frac{1}{m}+\frac{1}{\mu}\right)},$$

P par 0kil.,947, $\frac{1}{m}$ par la valeur observée 0,603, et si nous calculons $\frac{1}{\mu}$ par la formule $\frac{1}{20}\left(1-\frac{0{,}611}{0{,}947}\right)$, ce qui donne $\frac{1}{\mu}=0{,}0168$, nous trouvons pour le travail dû à un kilogr. de vapeur, 24.148 kll. × m., nombre qui diffère à peine de 24.291, correspondant à l'hypothèse P=2,14. Les expériences dont les résultats sont portés dans les autres lignes du tableau, conduiraient évidemment à des résultats analogues. Cela confirme donc complétement ce que nous avons avancé, savoir : que le travail transmis au piston par chaque kilogramme de vapeur, dépend surtout de l'étendue de l'expansion de la vapeur, et n'est que très-peu modifié par la différence des pressions initiales, de sorte qu'en général on obtient une valeur assez exacte de ce rapport, par la formule générale, en supposant la pression P égale à celle de la chaudière. C'est le travail par coup de piston qui dépend de la pression initiale dans le cylindre, et qu'il est absolument impossible de calculer approximativement, avant d'avoir déterminé, soit par l'observation directe, soit par le calcul, cette pression, qui dans certains cas, comme on peut le voir, diffère beaucoup de celle de la chaudière.

Causes probables des différences de pression dans le cylindre et la chaudière. — On se demandera sans doute pourquoi, dans la machine d'Oldford, cette différence était aussi énorme, et pourquoi on n'a pas cherché à économiser le combustible, en supprimant la vapeur après une fraction beaucoup moindre de la course du piston. Cela tient vraisemblablement à ce que les masses mues par le piston étaient trop peu considérables, ce qui obligeait de rétrécir le passage de la

vapeur, pour éviter l'entraînement d'eau. Peut-être aussi les organes de la machine n'offriraient-ils pas une résistance suffisante pour permettre de laisser arriver la vapeur en plein.

Résultats obtenus de la machine de Boulton et Watt. — La dernière ligne du tableau contient les résultats de l'expérience unique de M. Wicksteed, sur la consommation d'eau et l'effet utile de la machine de Boulton et Watt de l'établissement d'Oldford. Le piston de celle-ci avait 2m,411 de course. La surface du piston, déduction faite de l'aire de la section de la tige, était de 1m. car.,81219. L'espace libre comprenant le tuyau d'équilibre était égal à 1/8 du volume du cylindre, et la vapeur était supprimée lorsque le piston avait parcouru les 0,632 de sa course. M. Wicksteed dit que la force élastique de la vapeur dans le cylindre, à la fin de la course du piston, était de 10℔,25 par pouce carré anglais, tandis que la pression dans la chaudière était de 17℔,7. Cela permet de calculer le nombre $\frac{1}{\mu}$ qui est égal à $\frac{1}{8}$ $\left(1-\frac{10,25}{17,7}\right)=0,0526$. La pompe à piston plein mise en mouvement par cette machine, élevait à chaque coup de piston, à 107 pieds anglais de hauteur, un cylindre d'eau ayant 3pieds car.,88 de base et 7pieds,91 de hauteur, volume engendré par le piston, déduction faite de la section de la tige.

Différences entre les résultats obtenus des deux genres de machines. Causes de ces différences. — En faisant sur la machine de Boulton et Watt des calculs analogues à ceux que nous avons faits sur celle du Cornwall, on voit que le volume de vapeur dépensé par coup de piston est égal à $(0,632+0,0526)\ 2411\times1,81219=$ 2m. cub.,9912. Or, 2m. cub.,9912 de vapeur à la pression de 1kil.,24, qui existait dans la chaudière, pèseraient, d'après la loi de Southern,

$$0,5726\times1,24\times2,9912=2^{kil.},1238.$$

Ainsi le calcul donne ici, pour le poids de vapeur capable de remplir le cylindre à la pression de la chaudière, un poids un peu supérieur à celui qui résulte de l'observation directe. La différence est d'ailleurs trop petite, pour qu'on puisse en tirer aucune induction, vu l'incertitude où nous sommes sur les densités de la vapeur aqueuse.

Une autre différence aussi saillante, c'est que, dans la machine de Boulton et Watt, le rapport du travail utile au travail calculé est beaucoup plus petit que dans la machine du Cornwall. Cela doit être attribué à plusieurs causes dont les effets concourent : d'abord à une plus mauvaise disposition de la machine et de la pompe, qui donne lieu à des résistances passives plus considérables; en second lieu,

dans les calculs que nous avons faits sur la machine du Cornwall, l'espace nuisible $\frac{1}{\mu}$ a été calculé comme si la vapeur restante au dessus du piston n'était qu'à une pression de 0k.,611 par centimètre carré. Il est à peu près sûr que cette pression était plus considérable, ce qui avait pour résultat de diminuer l'espace nuisible. Cet espace serait réduit en effet à 0, si la vapeur restante au dessus du piston possédait, au moment où la soupape d'admission se ferme, une force élastique égale à celle de la vapeur dont le cylindre se remplit. Or, en faisant dans la formule générale : P=0kil.,947, $\frac{1}{m}$ = 0,605 et $\frac{1}{\mu}$ = 0, on trouve pour le travail correspondant à un kilogramme de vapeur 24.769k. × m., au lieu de 24.148 kil. × m. qui correspondent à la supposition de M. Wicksteed. La différence est de plus de 2 1/2 pour 100. Enfin, le cylindre de la machine du Cornwall est constamment entouré de vapeur dont la température diffère à peine de celle de la chaudière. Cette température, mesurée directement dans l'enveloppe par M. Wicksteed, a été trouvée de 277 degrés F. (136 degrés centigrades), quand elle était de 284 degrés F. (140 degrés centigrades) dans la chaudière. Or, la vapeur était certainement, dans le cylindre de la machine du Cornwall, à une pression beaucoup moindre que dans la chaudière. Elle devait donc être à une température supérieure à celle de la saturation. Elle était assez fortement suréchauffée. Au contraire, dans la machine de Boulton et Watt, la vapeur contenue dans l'enveloppe s'y condensait en partie, et l'eau condensée, au lieu de retourner à la chaudière, s'écoulait par un siphon. L'eau ainsi condensée formait, d'après M. Wicksteed, les 22/1000 environ de la totalité de l'eau vaporisée. Si l'orifice d'écoulement était constamment ouvert, comme cela paraît résulter des termes du mémoire, la pression de la vapeur dans l'enveloppe ne pouvait guère dépasser une atmosphère et sa température 100 degrés, d'où il résulte que la température de la vapeur dans le cylindre ne pouvait pas non plus s'élever beaucoup au dessus de cette limite; que par conséquent il ne pouvait manquer d'exister dans le cylindre, au moment de la fermeture de la soupape d'admission, une certaine quantité d'eau liquide, et que la pression de la vapeur sur le piston, au lieu d'atteindre 1kil.,24 pendant l'admission, ainsi que nous l'avons supposé, ne dépassait et n'atteignait peut-être même pas un kilogramme. Ainsi, le calcul doit donner pour la machine du Cornwall un travail inférieur à celui qui était réellement transmis au piston et qui aurait pu être relevé avec l'indicateur, tandis que pour la machine de Watt et Boulton, il doit donner un travail supérieur au travail réel.

J'ajouterai aux détails qui précèdent que la machine d'Oldford avait été vendue en 1837 par MM. Harvey et Cie de Hayle, sous la condition que, pendant un travail régulier de douze mois, elle ferait un travail utile de 90.000.000 de livres avoir-du-poids élevées à un pied de hauteur, en brûlant 94 livres de bonne houille du pays de Galles. Il a été satisfait à cette condition. M. Wicksteed ayant d'ailleurs reconnu que les meilleures houilles du pays de Galles employées sous les chaudières de la machine dont il s'agit, fournissaient 9℔,493 de vapeur par livre de houille, il en résulte que le travail utile régulier n'a pas été inférieur à 291.064 kilogrammes élevés à un mètre par kilogramme de houille, ni à 30.661 kilogrammes élevés à un mètre par kilogramme de vapeur dépensée.

Résultats de deux autres machines du Cornwall. — Ce n'est pas là du reste un résultat exceptionnel ; il est même dépassé par quelques-unes des bonnes machines du Cornwall. Je citerai les expériences sur les machines de Fowey-Consols et de Holmbush, que j'emprunte au mémoire de M. Wicksteed.

Machine de Fowey-Consols. — La machine de Fowey-Consols avait 80 pouces anglais de diamètre au cylindre (2m,032) et 10pieds,33 de course (3m,15) ; la course de la maîtresse tige des pompes était de 9pieds,25 (2m,819) ; la pression dans les chaudières de 55℔,2 sur un pouce carré anglais (3k,870 par centimètre carré) ; le poids de la colonne d'eau sur les pistons des pompes, de 51.626 livres avoir-du-poids (23.407kil.,73) ; le travail utile par coup de piston était en conséquence de 51.626 livres élevées à 9,25 pieds anglais, ou 477.540,50 livres à un pied. On a brûlé 2.256 livres de houille sur les foyers des chaudières, pour 6.287 coups de piston, ce qui donne un travail utile de

$$\frac{477.540,50 \times 6.287}{2.256} = 1.330.805 \text{livr. à un pied anglais par livre de houille}$$

consommée, ou 405.896 kilogrammes à un mètre par kilogramme de houille.

M. West suppose qu'une partie de houille en poids évaporait 10,25 parties d'eau, ce qui paraît exagéré. A ce compte, chaque coup de piston aurait dépensé 3℔.67 de vapeur, et le travail utile aurait été de 39.677 kilogrammes à un mètre par kilogramme de vapeur.

La vapeur était supprimée au quart de la course du piston.

Machine de Holmbush. — La machine de Holmbush avait 50 pouces anglais de diamètre au cylindre (1m,26998), et 9 pieds un pouce de course (2m,768). La course de la maîtresse tige des pompes était de 8 pieds 1 pouce (2m,463 ; la charge d'eau sur les pistons, de 21,706 livres avoir-du-poids 9841k,82 ; la pression dans les chaudières, de 54℔.7 sur un pouce carré anglais (3.844 kilogrammes par centimètre

carré). Le travail utile par coup de piston était en conséquence 175.457 livres élevées à un pied anglais.

La machine a fourni 672 coups de piston pour 94 livres de houille brûlée. Le travail utile par kil. de houille a donc été de $\frac{175.457 \times 672}{94}$ =1.254.321 livres à un pied, ou 382.571 kilogrammes à un mètre.

En supposant que chaque partie de houille évaporât 10,23 parties d'eau, chaque coup de piston aurait exigé 1℔,43 de vapeur d'eau, et le travail utile aurait été de 37.307 kilogrammes à un mètre par kilogramme de vapeur.

La vapeur était supprimée au sixième de la course du piston. Le travail utile indiqué ci-dessus correspond à l'eau élevée, calculée d'après le volume engendré par les excursions des pistons ; il doit subir une réduction d'environ 10 pour cent à cause du déchet des pompes.

Le balancier des machines d'épuisement peut être supprimé.— Les machines à simple effet et à détente du système du Cornwall étant sans contredit les plus parfaites de celles qui sont généralement employées, je ne décrirai pas les machines à vapeur d'épuisement d'une moins bonne construction qui existent encore sur un grand nombre de mines, où l'on ne s'inquiète pas beaucoup de l'économie du combustible. On peut d'ailleurs, en conservant le système des machines du Cornwall, adopter des dispositions différentes. Ainsi, il est possible de supprimer le balancier, en installant le cylindre de la machine au dessus du puits, et en attachant directement la maîtresse tige des pompes, à la tige du piston qui traverserait le fond inférieur du cylindre. La vapeur motrice serait alors admise sous le piston, et la course des pistons des pompes serait égale à celle du piston de la machine motrice. Cette disposition, semblable à celle dont la machine à colonne d'eau du Huelgoat offre un exemple, est appliquée, sur plusieurs mines de houille de la Belgique et de la Prusse, à des pompes mues par des machines à vapeur.

Des foyers et chaudières. — Il nous reste à faire connaître les formes des foyers et des chaudières qui sont les plus favorables à la production de la vapeur motrice.

Chaudières usitées en France. — On fait communément usage en France de chaudières cylindriques à deux ou plusieurs bouilleurs, lorsque la force élastique de la vapeur doit dépasser une atmosphère 1/2 ou 2 atmosphères au plus. Pour les machines à basse pression, on emploie encore assez fréquemment les chaudières de Watt, dites à tombeau ou à chariot, en anglais *waggon head boilers.*

Eau vaporisée par kilogramme de houille dans ces chaudières. — On trouve dans les divers ouvrages publiés sur les machines à vapeur que la combustion d'un kilogramme de houille sur les grilles des chaudières cylindriques à bouilleurs, vaporise de 5 à 6 kilogrammes d'eau. M. Péclet, dans son *Traité de la chaleur*, 1re édition, p. 196, cite comme un résultat extraordinaire, une vaporisation moyenne de 7kil.,20 d'eau par kilogramme de houille, obtenue par M. Édouard Kœchlin. L'on recommande que la surface de chauffe de la chaudière, comprenant la surface exposée directement à l'action de la flamme, et celle qui est léchée par les gaz chauds, résidus de la combustion, dans les carneaux qu'ils parcourent avant de s'écouler par la cheminée, soit proportionnelle à la quantité d'eau qu'on veut vaporiser dans un temps donné, et qu'elle ait un mètre carré par 20 ou 25 kilogrammes de vapeur à fournir par heure (Péclet, *Traité de la chaleur*, page 204).

Ces assertions sont d'ailleurs conformes aux expériences pratiques de plusieurs constructeurs ou propriétaires de machines à vapeur, qui, en essayant des houilles de diverses provenances sur les grilles de chaudières semblables, ont trouvé que les quantités d'eau vaporisées par kilogramme de houille variaient de 5 à 5 1/2 kilogrammes, suivant la qualité du combustible, s'élevaient quelquefois à 6 kilogrammes, et dépassaient très-rarement ce dernier chiffre.

Eau vaporisée dans les chaudières du Cornwall. — Plusieurs observations faites sur des chaudières des machines d'épuisement des mines du Cornwall, en jaugeant l'eau foulée dans ces chaudières, ont été publiées dans ces dernières années, et jointes aux tableaux mensuels de l'effet utile des machines; d'après ces observations, un kilogramme de houille aurait vaporisé dans une marche régulière 8 kilogrammes, souvent 9, et même quelquefois jusqu'à 10 kilogrammes d'eau et au delà; des résultats aussi écartés de la pratique habituelle ont naturellement trouvé peu de personnes disposées à admettre leur exactitude.

Les observations faites en dernier lieu à l'établissement d'Oldford, par M. Wicksteed, sur des chaudières à tombeau de Watt et Boulton, et sur des chaudières du Cornwall, ne permettent pas de douter que, si quelques-uns des résultats publiés dans les tableaux mensuels du Cornwall sont exagérés, la quantité d'eau qu'il est possible de vaporiser par la combustion d'un kilogramme de houille, ne dépasse très-notablement le produit obtenu des chaudières cylindriques à deux bouilleurs; mais il faut pour cela que les chaudières aient de grandes dimensions, une surface de chauffe étendue, et que les surfaces des

grilles soient beaucoup plus grandes qu'on ne les fait généralement en France.

Nous citons les résultats obtenus par l'ingénieur d'Oldford, et nous donnons d'après lui, dans la *Pl. LXIII*, les dessins des chaudières des deux systèmes qui ont été le sujet de ses expériences.

Observations de M. Wicksteed. — Chaudières de Watt pour la basse pression, et du Cornwall pour la moyenne pression. — La chaudière de Watt, *fig.* 1 et 2, *Pl. LXIII*, est alimentée par un distributeur mécanique, dit *Stanley's Feeder*, qui projette d'une manière continue sur la grille la houille concassée en petits morceaux. La fumée et les gaz résidus de la combustion lèchent d'abord la face inférieure et concave de la chaudière, ils reviennent sur le devant par un tuyau A qui traverse la capacité remplie d'eau. A la sortie de ce tuyau, le courant se bifurque, et ses deux branches se réunissent de nouveau à la base de la cheminée, après avoir parcouru les carneaux latéraux B, B'. Deux chaudières semblables sont établies à côté l'une de l'autre, dans le même massif de maçonnerie, pour le service de la machine de Boulton et Watt, dont nous avons fait connaître les dimensions et le travail mécanique. La machine du Cornwall du même établissement, est desservie par quatre chaudières cylindriques, semblables à celles qui sont représentées par les *fig.* 3 et 4; chacune d'elles se compose d'un cylindre extérieur, d'un cylindre intérieur non concentrique au premier, sur le devant et dans l'intérieur duquel est établie la grille; un bouilleur cylindrique est placé dans le cylindre intérieur, s'étend seulement dans la partie qui est au delà de la grille; sa tête ressort à l'arrière du massif de maçonnerie. Le courant de flamme et de gaz chauds, après avoir circulé autour de ce bouilleur, dans le cylindre intérieur contenant le foyer, se bifurque et revient à l'avant, en passant dans les carneaux latéraux B, B'; ses deux branches se réunissent ici de nouveau, et passent sous la chaudière, pour se rendre à la base de la cheminée. Le combustible était chargé à la main.

Les dimensions des chaudières, traduites en mesures françaises, sont consignées dans le tableau suivant :

DIMENSIONS

Des chaudières cylindriques du Cornwall.

NUMÉROS.	LONGUEUR de la chaodière	DIAMÈTRE de la chaudière	DIAMÈTRE du toyeu contenant le foyer.	LONGUEUR du tuyau à feu.	DIAMÈTRE du bouilleur intérieur.	SURFACE chauffée	VOLUME occupé par l'eau.	VOLUME occupé par la vapeur.	GRILLE. Long.	GRILLE. Larg.	GRILLE. Surface totale.	GRILLE. Passage de l'air.	SURFACE EXPOSÉE AU FEU. Long.	SURFACE EXPOSÉE AU FEU. Larg.	SURFACE EXPOSÉE AU FEU. Surface totale.	LONGUEUR développée des carneaux.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	m.	m.	m.	m.	m.	m. car.	m. cub.	m. cub.	m.	m.	m. car.	m. car.	m.	m.	m. car.	m.
1	8,514	1,971	1,168	7,010	0,558	74,505	12,515	4,021	1,587	1,143	1,811	0,390	1,587	2,050	3,344	25,490
2	8,473	1,981	1,168	6,978	0,558	74,227	13,052	3,708	1,587	1,143	1,811	0,390	1,587	1,981	3,140	25,474
3	8,485	1,981	1,174	6,991	0,558	74,598	12,571	4,077	1,562	1,143	1,783	0,384	1,562	1,981	3,091	25,591
4	8,257	1,975	1,219	6,773	0,558	73,205	11,325	3,114	1,587	1,219	1,932	0,406	1,587	2,050	3,344	24,780
CHAUDIÈRE A CHARIOT DE BOULTON ET WATT.																
	7,367	1,799	0,914 sur 0,762	7,239	»	54,62	12,95	9,82	2,349	1,474	3,461	0,346	2,349	1,600	3,755	23,774

L'épaisseur de la tôle est de $12^{mill.},7$ (1/2 pouce anglais) pour les chaudières du Cornwall.

La chaudière à chariot est composée de feuilles de tôle de diverses épaisseurs. Sur le fond et jusqu'à $0^{m},60$ de hauteur sur les côtés, les feuilles ont $9^{mill.},5$ (3/8 de pouce anglais); sur le surplus des côtés, leur épaisseur est de $7^{mill.},9$ (5/16 de pouce); sur le dôme, de $6^{mill.},3$ (1/4 de pouce anglais).

Voici les résultats détaillés de quelques-unes des expériences de M. Wicksteed :

Les 4 chaudières cylindriques du Cornwall marchant ensemble, et le feu étant conduit de manière que la combustion fût très-lente, on brûla sur les 4 grilles 21.308 livres ($9.661^{kil.},56$) de houille, en 118 heures 1/2, pour vaporiser 174.710 livres ($79.216^{kil.},10$) d'eau. C'est la combustion la plus lente sur laquelle l'auteur ait fait des observations.

En poussant le feu plus activement, sous les mêmes chaudières, on brûla sur les 4 grilles 99.120 livres ($44.942^{kil.},47$) en 288 heures, pour vaporiser 861.127 livres ($390.447^{kil.},71$) d'eau.

Le combustible employé était de la houille en petits morceaux de Newcastle, de la meilleure qualité (*small Newcastle coals, of the best quality*).

Les chaudières étaient recouvertes de cendres, pour éviter les déperditions de chaleur.

On voit que par une combustion extrêmement lente, on a évaporé $8^{kil.},199$ d'eau par kilogramme de houille brûlée ; et lorsque la combustion a été poussée plus activement, 1 kilogramme de houille a vaporisé $8^{kil.},687$ d'eau. M. Wicksteed corrige ces résultats pour tenir compte des températures de l'eau d'alimentation, qu'il ramène à 80 degrés F. (26,66 degrés centigrades), et substitue respectivement aux chiffres ci-dessus $8^{kil.},258$ et $8^{kil.},605$. L'eau était prise à $71^{o},5$ F. dans le premier cas, et 91 degrés F. dans le second.

En prenant le rapport de l'eau vaporisée et du combustible brûlé aux dimensions des chaudières rapportées plus haut, on arrive aux résultats suivants :

MODE de combustion.	HOUILLE totale brûlée par heure.	HOUILLE brûlée par mètre carré de surface de grille et par heure.	EAU évaporée par mètre carré de grille et par heure.	EAU évaporée par mètre carré de surface de chauffe et par heure	EAU évaporée par mètre carré de surface de chauffe directe et par heure.	EAU à 26°,66 évaporée par kilogr. de houille.
	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.
Très-lente.	81,53	11,11	91,75	2,266	52,115	8,258
Lente. . .	156,05	21,26	182,94	4,528	103,941	8,605

La chaudière à tombeau ne marchant que pendant le jour, on brûla, en 82 heures 1/4 de marche, 15.158kil.,56 de houille, pour vaporiser 127.159kil.,28 d'eau prise à 92 degrés F., c'est-à-dire 8kil.,588 d'eau par kilogramme de houille. Ce chiffre est réduit par M. Wicksteed à 8kil.,301, pour ramener l'eau à la température de 80 degrés F. et rendre les expériences comparables.

On avait donc pour la chaudière à tombeau :

MODE de combustion.	HOUILLE totale brûlée par heure.	HOUILLE par mètre carré de grille et par heure	EAU évaporée par mètre carré de grille et par heure.	EAU évaporée par mètre carré de surface totale de chauffe et par heure	EAU évaporée par mètre carré de surface de chauffe directe et par heure.	EAU à 26°,66 évaporée par kilogr. de houille.
	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.	kil.
Vive. . .	184,298	53,25	442,028	28,009	407,418	8,301

La chaudière à tombeau était garantie contre les pertes de chaleur par plusieurs enveloppes d'une étoffe feutrée, mais elle ne marchait que pendant le jour, et M. Wicksteed a trouvé que quand elle était constamment en activité, comme les 4 chaudières du Cornwall, la quantité d'eau vaporisée par kilogramme de houille était accrue de

2,38 pour 100, de sorte que si la chaudière eût été en activité constante, 1 kilogramme de houille aurait vaporisé 8$^{kil.}$,499 au lieu de 8$^{kil.}$,301 d'eau prise à 26,66 degrés centigrades.

D'un autre côté je dois faire observer que la tension dans les chaudières du Cornwall a pu s'élever jusqu'à 51℔,7 par pouce carré anglais (3$^{kil.}$,633 par centimètre carré, soit 3$^{atm.}$,2/3 environ), tandis qu'elle n'a pas dépassé 17℔,7 par pouce carré (1$^{kil.}$, 24 par centimètre carré, soit 1^{atm} ,1/4) dans la chaudière à tombeau. L'eau était donc, dans la dernière chaudière, à une température de 105 degrés environ, et dans les premières à 140 degrés à peu près. L'épaisseur de la tôle était aussi plus grande dans les chaudières du Cornwall que dans la chaudière à tombeau; ces deux circonstances sont défavorables à la transmission de la chaleur à l'eau contenue dans les chaudières cylindriques. Enfin une certaine quantité d'eau paraît avoir été entraînée par la vapeur, dans la chaudière à tombeau, ce qui n'avait certainement pas lieu, dans les chaudières cylindriques. Des résultats rapportés ci-dessus, on peut conclure, ce me semble : 1° qu'il y a avantage, sous le rapport de l'économie du combustible, à augmenter, jusqu'à un certain point, l'étendue de la grille et l'étendue de la surface de chauffe, comme dans les chaudières cylindriques d'Oldford (système du Cornwall); 2° qu'une combustion excessivement lente diminue d'environ 4 pour 100 l'effet utile du combustible brûlé sur la grille; 3° qu'une combustion lente, dans laquelle on brûle environ 21 à 22 kilogrammes de houille à l'heure par mètre carré de grille, est la plus avantageuse, lorsque les surfaces de chauffe ont une grande étendue; 4° que les résultats obtenus avec des chaudières à tombeau, pourvues d'un tuyau intérieur pour la circulation des gaz chauds et de la fumée au milieu de la masse d'eau; et qui produisent 28 kilogrammes environ de vapeur par heure et par mètre carré de surface de chauffe, la quantité de combustible brûlé étant d'environ 50 kilogrammes à l'heure et par mètre carré de surface de grille, ne sont pas fort au dessous de ceux que l'on obtient par la combustion lente et une surface de chauffe beaucoup plus développée; 5° que la très-grande étendue de surface de chauffe et les longs circuits parcourus par la flamme et l'air chaud dans les chaudières du Cornwall, mises en expérience par M. Wicksteed, semblent être au moins inutiles. Il paraît du reste qu'on renonce en Angleterre à ces formes compliquées, et même aux foyers intérieurs.

Chaudières cylindriques placées sur la mine du Rocher-Bleu. — Les chaudières de la machine d'épuisement placée récemment

sur la mine de lignite du Rocher-Bleu (Bouches-du-Rhône), et sortant des ateliers de M. John Taylor, près de Mold, sont tout simplement des chaudières cylindriques terminées par des calottes hémisphériques. La surface demi-cylindrique inférieure est exposée en totalité à l'action du courant de flamme et d'air chaud, qui se rend directement à la cheminée, sans autres circuits à travers ou autour de la chaudière. La surface totale de chauffe est ainsi de 26 mètres carrés pour une chaudière cylindrique de 9^{m},70 de long sur 1^{m},70 de diamètre. La grille a 1^{m},90 de long sur 0^{m},92 de large, ce qui donne une surface de 1$^{m.car.}$,748. Les passages de l'air offrent une superficie égale au quart de la surface de la grille, ce qui est à peu près la même proportion que dans les grilles d'Oldford. La capacité de chaque chaudière est d'environ 20$^{m.cub.}$,63, dont un peu plus de la moitié est occupée par l'eau, et le reste par la vapeur. La surface exposée à l'action directe du feu est celle d'un demi-cylindre à base circulaire de 1^{m},70 de diamètre et 1^{m},90 de hauteur, égale par conséquent à 5 mètres carrés environ, ce qui est beaucoup plus que dans les chaudières cylindriques d'Oldford.

L'expérience a donné pour l'effet utile maximum de la machine du Rocher-Bleu (voyez le mémoire de M. Diday, *Annales des mines*, t. XX, 3e série, p. 534, et t. II, 4e série, p. 21), 228.960 kilogrammes élevés à un mètre pour 1$^{kil.}$,043 de houille d'Écosse; c'est 219.521 kilogrammes élevés à un mètre par kilogramme de houille brûlée.

La quantité totale de houille brûlée dans une heure et dix minutes, durée de l'expérience, a été de 73 kilogrammes, ou 62$^{kil.}$.57 par heure. Si les trois chaudières étaient allumées à la fois, comme cela est probable, puisque le contraire n'est point dit dans le procès-verbal des expériences, la surface totale de grille était de $3 \times 1.748 =$ 5$^{mèt. car.}$.244, et la quantité de combustible brûlée 11$^{kil.}$,93 par mètre carré de grille à l'heure; c'était une combustion très-lente.

Si l'on admet que chaque kilogramme de houille vaporisait 8$^{kil.}$.26 d'eau, comme dans l'expérience de M. Wicksteed, où la combustion a été la plus lente, chaque kilogramme de vapeur aurait fourni un travail utile de 26.576 kilogrammes élevés à un mètre de hauteur, résultat comparable à celui des bonnes machines établies dans le comté de Cornwall; l'installation et la forme des chaudières du Rocher-Bleu ne paraît donc pas présenter un désavantage marqué, comparativement à la forme et à l'installation des chaudières usitées autrefois en Angleterre, et que l'on a imitées à Oldford. Il est à regretter toutefois que les expériences de M. Diday n'aient pas été pro-

longées pendant un temps plus long, et qu'il n'ait pu mesurer les quantités d'eau vaporisées pendant la durée de ces expériences.

Les chaudières à larges tubes intérieurs sont plus sujettes aux explosions que les simples chaudières cylindriques. — Nous hésitons d'autant moins à conseiller d'adopter de préférence des chaudières de formes simples, qu'elles sont beaucoup moins sujettes aux explosions, que celles à larges tubes intérieurs pour la circulation de la flamme et de la fumée. L'usage de ces tubes, qui d'ailleurs facilitent beaucoup la transmission de la chaleur à l'eau, et permettent de diminuer le volume et le poids de la chaudière, devrait être limitée aux chaudières où la force élastique de la vapeur ne dépasse pas 2 atmosphères; pour des pressions plus élevées, il vaudra mieux faire usage, quand on ne sera pas gêné par l'espace, de longues chaudières cylindriques terminées par des calottes hémisphériques, ou, si l'on veut, de deux chaudières cylindriques placées à côté l'une de l'autre, sous l'une desquelles serait placée la grille, tandis que la seconde ne serait échauffée que par le passage des gaz chauds se rendant à la cheminée. Celle ci pourrait être inclinée, de manière à ce que sa partie la plus élevée fût seule au niveau de l'eau contenue dans la première, avec laquelle elle communiquerait par un large tuyau débouchant un peu au dessous du plan d'eau. L'eau alimentaire serait foulée au bas de la chaudière inclinée, qui serait entièrement remplie d'eau et pourrait être enveloppée par le courant de fumée et de gaz, qui parcourrait, en descendant, le canal en maçonnerie dans lequel elle serait logée, avant de se rendre à la cheminée. Des bouilleurs inclinés offrant des dispositions analogues à celles que j'indique ici, ont été déjà employés, en Allemagne par M. Henschell, et en France par M. Farcot.

Pouvoir calorifique des diverses houilles anglaises. — Je termine par un tableau extrait du mémoire de M. Wicksteed, des quantités d'eau évaporées dans l'établissement d'Oldford par des houilles anglaises de diverses provenances.

NATURE et PROVENANCE DU COMBUSTIBLE BRULÉ.	EAU évaporée par un kilogramme de combustible.
	kil.
Les meilleures houilles du pays de Galles. . . .	9,493
Anthracite du pays de Galles.	9,014
Les meilleures houilles menues de Newcastle. .	8,524
Moyenne des houilles de Newcastle.	8,074
Moyenne des houilles du pays de Galles.	8,045
Coke des usines à gaz.	7,908
Mélange moitié par moitié de coke et de houille menue de Newcastle.	7,897
Mélange moitié par moitié de houilles de Newcastle et du pays de Galles.	7,865
Mélange de houilles du Derbyshire et de menue houille de Newcastle.	7,710
Moyenne des houilles en gros morceaux de Newcastle.	7,658
Houilles du Derbyshire.	6,772
Houille de la couche principale de Blythe (Northumberland).	6,600

CHAPITRE XII.

LEVÉ DES PLANS DE MINES.

Nécessité d'avoir des plans exacts. Plans de détail et plans d'ensemble. — Les mines de quelque étendue ne peuvent être bien exploitées qu'à l'aide de plans exacts. Il faut des plans de détail pour les travaux journaliers, et [illegible] d'ensemble, sur une échelle plus petite, pour les travaux [illegible] recherche, qui sont dirigés d'après l'allure et les accidents gé[illegible]es gîtes exploités. Les plans de détail doivent, en général, présenter une projection horizontale des excavations souterraines, et deux projections verticales sur des plans rectangulaires entre eux. Il convient souvent, pour en rendre l'intellingence, plus facile, d'y joindre une section faite par un plan, ou plus généralement par une surface parallèle à celle de la couche, qui est toujours développable. Pour les plans d'ensemble, il est bon d'avoir des cartes où l'on ait rapporté les points principaux de la surface et les affleurements des gîtes; à côté de chaque point est écrite l'*altitude* au dessus d'un plan horizontal fixe. Les gîtes y sont représentés par des courbes de niveau équidistantes, sur chacune desquelles on écrit, en plusieurs points, la cote de hauteur. On y joint quelques sections verticales par des plans pendiculaires à la direction des gîtes, sur lesquelles sont indiquées les couches successives du terrain, quand il est stratifié, et la section de la surface du sol.

En quoi consiste un levé souterrain. — Un levé souterrain comprend la détermination des points de la mine projetés sur un plan horizontal, et les différences de niveau de ces points; c'est-à-dire qu'il exige le plan et le nivellement des excavations. Ces levés étaient faits autrefois presque exclusivement au moyen de la boussole suspendue, ou de la boussole carrée posée sur un pied. Quand on opérait à la boussole suspendue, le nivellement était exécuté au demi-cercle. La boussole carrée portait en général un limbe divisé, placé perpendiculairement au plan de la boussole, et sur lequel on lisait les angles d'inclinaison de l'axe de la lunette ou de la visière à pinnule de l'instrument. On se sert encore fréquemment de la boussole pour le levé des plans souterrains; mais la présence des chemins de fer rend bien

préférable l'usage du graphomètre ou du théodolite, qui sont d'ailleurs des instruments beaucoup plus exacts. Nous décrirons les deux genres d'instruments et la manière de s'en servir.

Description de la boussole et du demi-cercle suspendus. — Dans les mines dont les galeries sont basses, de forme irrégulière et contournée, on se sert de la boussole et du demi-cercle suspendus. La première est une boussole ordinaire, *fig.* 1 et 2, *Pl.* LXIV, consistant en une aiguille aimantée et équilibrée, mobile sur un pivot fixé au centre d'un limbe divisé en degrés et demi-degrés. L'aiguille est enfermée sous verre, dans une boîte circulaire sur le fond de laquelle sont tracées deux droites rectangulaires se croisant au centre, et désignées, l'une par les lettres N., S. [illegible]d, sud), l'autre par les lettres E., O. (est, ouest), écrit[illegible]ière à gauche, la seconde à droite par rapport à un i[illegible]i aurait la face tournée vers la lettre N. de la ligne NS, à [illegible]nverse des positions respectives qu'occupent réellement les deux points cardinaux Est et Ouest. Le 0 de la division du limbe, qui est en 360 degrés, est à l'extrémité N de la ligne NS, et la graduation procède de la lettre N vers la lettre E, c'est-à-dire de la droite à la gauche d'un individu qui serait debout sur le plan et au centre du limbe.

La boîte, *fig.* 1, est portée par deux pointes placées suivant les prolongements de la ligne EO, dans un cercle, qui est lui-même armé de deux pointes placées sur les prolongements du diamètre rectangulaire au premier, situées par conséquent dans le plan perpendiculaire au limbe passant par la ligne NS, et par lesquelles il est suspendu dans un demi-cercle métallique aplati, qui se prolonge de chaque côté en deux branches évasées et terminées par des crochets, recourbés en sens inverse l'un de l'autre et dont les plis sont situés sur une même droite parallèle à celle qui passe par les deux pointes de suspension. Lorsque ce dernier demi-cercle est suspendu par les crochets à un cordeau tendu entre deux points, il se place nécessairement dans le plan vertical du cordeau. Le cercle contenant la boîte se place alors dans un plan incliné parallèle à la ligne des crochets et perpendiculaire au vertical du cordeau ; enfin la boîte de la boussole tournant autour des pointes par lesquelles elle est portée dans le premier cercle, se place dans un plan horizontal, et la ligne NS est contenue dans le plan vertical du cordeau. Au bout de quelque temps, l'extrémité de l'aiguille dirigée vers le Nord magnétique, et qui est d'une couleur différente de l'extrémité opposée, s'arrête devant une division du limbe. L'angle compris entre la direction et la partie AN de la ligne NS (A désignant le centre du cercle) est lu sur

le limbe; cet angle est celui que le plan vertical du cordeau forme avec le plan du méridien magnétique. Cette observation fixe donc la position du plan vertical de la ligne déterminée par les deux points auxquels les extrémités du cordeau sont attachées. Pour avoir l'inclinaison de cette ligne sur l'horizon, on suspend successivement près de chacune des extrémités du cordeau qui doit être assez fortement tendu, et à des distances à très-peu près égales entre elles de ces extrémités, un demi-cercle de métal terminé par deux crochets comme ceux du suspensoir de la boussole, et au centre duquel est suspendu par un crin ou un fil délié un corps métallique lourd, un *plomb*. Ce demi-cercle, *fig.* 3, *Pl. LXIV*, est divisé en deux fois 90°, à partir de l'extrémité du rayon perpendiculaire à la ligne des crochets. L'angle lu est l'inclinaison sur l'horizontale de la ligne qui joint les plis des deux crochets, ou à très-peu près l'inclinaison de la tangente à la courbe qu'affecte l'axe du cordeau tendu, au milieu de l'intervalle entre les crochets. On observe donc l'inclinaison de deux tangentes menées près et à égale distance des extrémités du cordeau. On prend pour l'inclinaison de la droite qui joint les points d'attache, la demi-somme des deux angles observés. C'est ainsi que s'opère le nivellement au demi-cercle suspendu.

Manière de faire un levé à la boussole et au demi-cercle suspendus. — Le levé souterrain à la boussole et au demi-cercle suspendus se borne donc aux opérations suivantes : on tend une série de cordeaux dans la galerie dont on veut avoir le plan, de façon à ce que les deux points d'attache d'un même cordeau soient pris, autant que possible, sur les parois opposées de cette galerie, et à des hauteurs égales au dessus du sol. On fait d'abord sur le premier cordeau l'observation des deux inclinaisons extrêmes au moyen du demi-cercle suspendu, on inscrit ces observations sur le carnet en degrés et quarts de degré, en faisant suivre chacune d'elles de la lettre M ou de la lettre D (*montante* ou *descendante*), suivant qu'elle indique une inclinaison en dessus ou en dessous de l'horizontale. Ces indications sont relatives au sens dans lequel on marche, ou dans lequel se font les observations successives.

Après avoir observé les deux inclinaisons extrêmes, on prend, avec la boussole que l'on suspend en une partie quelconque du cordeau, l'angle du plan de ce cordeau avec le méridien magnétique. Il faut avoir soin, en suspendant la boussole, de placer toujours en avant de soi, dans le sens où l'on marche, l'extrémité N du diamètre NS du limbe. Les angles lus et évalués à 1/4 de degré près sont écrits sur le carnet. Ils varient de 0 à 360°, et n'ont besoin d'être accom-

pagnés d'aucune autre indication. Enfin, on mesure avec un mètre divisé la longueur du cordeau à un centimètre près, et on écrit cette longueur sur le carnet, où l'on inscrit, dans une colonne particulière, les observations relatives à la hauteur des galeries, à leur mode de revêtement, et à toutes autres circonstances dont il est utile de garder le souvenir. Le levé est d'ailleurs, au besoin, accompagné d'un croquis. Il est bon d'avoir un carnet de levé de plans, dont les pages soient réglées et les têtes imprimées d'avance, dans la forme suivante :

Levé dans la mine de *à*

exécuté le 18

NUMÉROS des stations.	LONGUEURS en mètres.	INCLINAISONS en degrés.	DIRECTIONS en degrés.	OBSERVATIONS.
1	14,55	8 1/4 M	273 1/2	L'origine de la première station est le point A du plan..., extrémité de la station... du levé du....
2		9 3/4 M		

Généralement le levé se compose d'une série de lignes droites comprenant entre elles des angles très-obtus. Il est inutile de dire qu'aux croisements des galeries, aux carrefours, plusieurs stations se rat-

tacheront à l'extrémité d'une même distance; on aura alors deux ou plusieurs séries de distances désignées par les mêmes numéros, qui feront suite à ceux de la galerie aboutissant au carrefour, et qui seront distinguées par une lettre ajoutée au numéro, ou par des mentions écrites dans la colonne des observations.

Les précautions à prendre dans le levé des plans à la boussole suspendue consistent simplement à tendre assez fortement les cordeaux, à tenir écartés de la boussole les outils, lampes et autres objets en fer qui agiraient sur l'aiguille aimantée. Les angles d'inclinaison sont lus facilement sur le demi-cercle. Quant aux angles de direction, leur lecture exige une assez grande habitude: il faut d'abord attendre que l'aiguille aimantée ait cessé d'osciller, ou plutôt qu'elle fasse des oscillations régulières d'une très-petite amplitude. L'angle est alors celui qui occupe le milieu de l'arc embrassé par une oscillation. Il faut prendre garde que l'aiguille ne frotte contre le fond de la boîte, ou contre la glace qui la couvre. Enfin il faut avoir soin de tenir l'œil perpendiculairement au dessus et dans le plan de l'aiguille. Après chaque observation, avant d'enlever la boussole, pour la remettre dans son étui, on fixe l'aiguille, en soulevant au moyen d'une vis dont la tête est au dessous de la boîte, un petit disque central qui porte le pivot, de manière à ce que la chappe vienne appuyer contre la glace supérieure.

Tracé des plans levés à la boussole suspendue. — Le tracé du plan relevé à la boussole peut être exécuté graphiquement, point par point, suivant l'ordre qui a été suivi dans la mine; ou bien on peut calculer les distances des points à trois plans coordonnés rectangulaires, savoir un plan horizontal fixe, le plan du méridien magnétique et un autre plan vertical perpendiculaire à celui du méridien magnétique.

Tracé graphique. — Pour le tracé graphique, il faut d'abord calculer trigonométriquement, ou déterminer graphiquement au moyen d'un rapporteur, les projections horizontales et verticales des longueurs que l'on a mesurées dans la mine. Prenons l'observation fictive inscrite sous le n° 1 dans le modèle de carnet. La longueur mesurée est de $14^m.55$; les deux angles d'inclinaison ascendante sont $8^d\ 1/4$ et $9^d\ 3/4$, dont la moyenne arithmétique est 9^d. La projection horizontale de la longueur sera donc égale à $14^m.55 \times \cos. 9^d$, et la projection verticale à $14{,}55 \times \sin 9^d$, les cosinus et sinus étant pris dans le cercle qui a pour rayon l'unité. En se servant des tables de logarithmes ordinaires, on prend le logarithme de 14.55 que l'on ajoute successivement aux logarithmes du cosinus et du sinus de 9°.

On retranche 10 de la caractéristique. Les résultats sont les logarithmes des projections horizontales et verticales ; ainsi :

Log. 14,55.	1,16286
Log. cos. 9.	9,99462
Log. projection horizontale.	1,15748
Projection horizontale.	14m,37
Log. 14,55.	1,16286
Log. sin. 9.	9,19433
Log. projection verticale.	0,35719
Projection verticale.	2m,28

Si les inclinaisons observées étaient en sens inverse l'une de l'autre, il faudrait, pour avoir l'inclinaison moyenne, retrancher le plus petit angle observé du plus grand, prendre la moitié de la différence, et considérer cette inclinaison moyenne comme étant dans le sens du plus grand angle observé.

Les projections horizontales étant toutes calculées, pour tracer le plan, on emploie la même boussole dont on a fait usage dans la mine, on la détache du système de suspension, et on enchâsse la boîte circulaire dans une plaque métallique rectangulaire percée dans son milieu d'une ouverture destinée à recevoir la boîte, *fig.* 2, *Pl. LXIV*. On tourne celle-ci de manière à ce que la ligne NS tracée sur le fond de la boîte soit parallèle aux deux longs côtés de la plaque rectangulaire dite le *rapporteur*. A cet effet, deux repères tracés l'un sur le bord de la boîte, l'autre sur le bord de l'ouverture centrale du rapporteur, sont amenés l'un vis-à-vis de l'autre. La feuille de papier sur laquelle le plan doit être tracé, étant collée ou fixée sur une table, on pose dessus le rapporteur, on tourne la table, afin d'orienter la feuille de papier de la manière la plus commode pour le dessinateur. Quand elle est une fois en place, on tourne le rapporteur jusqu'à ce que l'axe de l'aiguille aimantée soit dans le plan de la ligne NS, l'extrémité nord correspondant au 0 de la division. On trace avec un crayon appuyé sur le long côté du rectangle une droite qui est située dans le plan du méridien magnétique. On choisit le point de départ, l'origine des stations, de manière à ce que la feuille de papier puisse contenir le plan. Tenant alors le long côté du rapporteur appuyé à ce point, on le fait tourner, jusqu'à ce que le pôle nord de l'aiguille marque l'angle de direction observé dans la première sta-

tion. On trace alors une ligne dans cette direction, sur laquelle on porte à partir de l'origine choisie, une distance égale à la projection horizontale de la première distance, à l'échelle du plan. On trace la seconde distance à la suite de la première, en opérant de la même manière; en un mot on trace sur le papier à l'aide du rapporteur les projections horizontales des distances successives, dans l'ordre où elles ont été successivement observées dans la mine. On trace ensuite les distances à l'encre rouge ou en pointillé, et on complète le dessin rendu en traçant les parois des galeries d'après les notes prises dans la mine. On peut, au moyen de ce plan et des projections verticales des distances que l'on a calculées, faire une projection verticale sur un plan quelconque, en projetant toutes les extrémités des distances ou stations sur la ligne de terre, et portant les hauteurs calculées de chaque point au dessus ou au dessous du plan horizontal fixe qu'on a choisi, en dessus ou en dessous de la ligne de terre.

L'altitude ou cote de hauteur de chaque point est égale à la somme algébrique des cotes de tous les points qui précèdent, augmentée de la projection verticale positive ou négative de la distance aboutissant à ce point. Ainsi, si l'on prend pour plan horizontal fixe, celui qui passe par l'origine des stations, la cote du point de départ est 0; celle d'un point quelconque est la somme algébrique des projections verticales de toutes les distances qui le précèdent.

Il est donc nécessaire, avant de procéder au tracé graphique, de calculer les projections horizontales et verticales des distances, et de faire la somme algébrique des projections verticales, de manière à avoir l'altitude de chaque point au dessus de l'origine des stations. On aura un registre tracé à cet effet, avec des têtes imprimées, et dans la forme suivante :

TABLEAU A.

Calcul du levé dans la mine de
exécuté le 18 .

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
NUMÉROS des stations.	LONGUEURS.	INCLINAISONS.	DIRECTIONS.	LOGARITH. des longueurs.	LOGARITH. cosinus des inclinaisons.	LOGARITH. sinus des inclinaisons.	LOGARITHMES DES PROJECTIONS		PROJECTIONS		ALTI-TUDES.	OBSERVATIONS.
							horizontales.	verticales.	horizontales.	verticales.		
	l	i	d	a	b	c	$a+b-10$	$a+c-10$	p	$\pm v$	$\Sigma\pm v$	

On copiera dans les colonnes 1 et 2 du tableau, les nombres écrits sur le carnet d'observations.

Dans la colonne 3, on écrira en degrés et minutes, la moyenne des deux angles d'inclinaisons qui se rapportent à une même station, en ayant soin d'ajouter la lettre *m* ou la lettre *d*, ou bien un signe + ou —, pour indiquer le sens de l'inclinaison.

Dans la colonne 4 on écrira les angles de direction, tels qu'on les trouvera sur le carnet.

Dans la colonne 5, les logarithmes de toutes les longueurs *l* inscrites dans la colonne 2.

Dans les colonnes 6 et 7, les logarithmes des cosinus et sinus de tous les angles d'inclinaison inscrits dans la colonne 3.

On fera ensuite les additions indiquées pour calculer les logarithmes des projections horizontales et verticales, qu'on inscrira dans les colonnes 8 et 9.

On cherchera dans les tables, les nombres correspondants à ces derniers logarithmes qu'on inscrira dans les colonnes 10 et 11, en ayant soin d'affecter du signe + ou — les projections verticales, suivant qu'elles se rapporteront à des inclinaisons ascendantes ou descendantes; enfin, on fera la somme algébrique de toutes les projections verticales précédentes, que l'on inscrira dans la colonne 12; cette somme affectée du signe + ou — sera l'altitude ou la dépression des extrémités de la station correspondante par rapport à l'origine de la première station.

On copiera dans la colonne 13, les observations écrites sur le carnet.

Ces tableaux seront des annexes indispensables des plans, et serviront au besoin à les refaire, dans le cas où ils viendraient à se perdre.

Inconvénients du tracé graphique. — Le tracé graphique a cet inconvénient que les erreurs commises, en rapportant les stations précédentes, se cumulent toutes sur la dernière. Ces erreurs peuvent être, les unes dans un sens, les autres en sens contraire, et il peut s'établir une compensation entre elles; mais c'est là une circonstance accidentelle sur laquelle on ne peut compter. Il est donc bien préférable de se rendre tout à fait indépendant des erreurs du tracé graphique, en déterminant les distances de tous les points au plan méridien et au plan vertical perpendiculaire au méridien magnétique, par un calcul semblable à celui que l'on a fait, pour avoir les projections horizontales et verticales et les cotes de hauteur de chaque point.

Calcul des distances des stations au plan méridien et au plan

perpendiculaire. — Voici comment on procédera. La projection horizontale de chaque station est l'hypothénuse d'un triangle rectangle dont les deux côtés sont, l'un la distance au plan méridien passant par l'origine de la station, l'autre, la distance à un plan vertical perpendiculaire au méridien. On aura donc les distances respectives de l'extrémité de chaque station au méridien magnétique, et au plan vertical perpendiculaire qui se croisent à son origine, en multipliant la projection horizontale de sa longueur par le sinus et le cosinus de l'angle compris entre le plan vertical où elle est située, et le plan du méridien magnétique, angle qui a été observé dans la mine. Ces distances seront les *longitudes* et les *latitudes* de l'extrémité de chaque station par rapport à son origine; elles seront positives ou négatives, suivant que l'extrémité sera à l'est ou à l'ouest du plan méridien, au nord ou au sud du plan perpendiculaire au plan méridien passant par l'origine. Les sommes algébriques de toutes les longitudes et latitudes partielles précédentes, seront la longitude et la latitude d'un point par rapport à l'origine des stations. Ces longitudes et latitudes se calculeront donc comme les altitudes et les projections horizontales, en prenant toutefois, au lieu des longueurs des stations leurs projections horizontales, et au lieu des angles d'inclinaisons, les angles de direction observés. Ceux-ci varient, comme nous l'avons vu, de 0 à 360°, et l'on ne trouve dans les tables, que les logarithmes des angles inférieurs à 90 degrés. Quant aux angles de direction compris entre 0 et 90 degrés, il n'y aura aucune difficulté, on trouvera les logarithmes des sinus et cosinus dans les tables, et les deux distances, la longitude et la latitude partielle, seront affectées du signe +. Pour les angles supérieurs à 90 degrés, il faudra se souvenir que tout angle compris entre 90 et 180 degrés conduit à une longitude positive et à une latitude négative. Les lignes trigonométriques sont d'ailleurs les mêmes en grandeur pour un angle et pour son supplément. On a généralement :

$$\sin. a = \sin.(180° - a)$$
$$\text{et} \quad \cos. a = -\cos.(180° - a).$$

On retranchera donc les angles dont il s'agit, de 180 degrés. Les différences seront plus petites que 90 degrés et l'on trouvera, dans les tables, leurs sinus et cosinus. La longitude partielle correspondante sera, comme le sinus, affectée du signe +, et la latitude sera, comme le cosinus, affectée du signe —.

Tout angle compris entre 180 et 270 degrés conduit à une longi-

tude et à une latitude négatives. Ses lignes trigonométriques sont d'ailleurs égales en grandeur et de signes contraires à celles du même angle, diminué de 180 degrés.

$$\sin. a = -\sin. (a - 180°)$$
$$\cos. a = -\cos. (a - 180°).$$

On retranchera donc des angles dont il s'agit, 180 degrés; les différences seront plus petites que 90 degrés. On trouvera les logarithmes des sinus et cosinus dans les tables, et l'on affectera la longitude partielle, ainsi que la latitude, du signe —.

Enfin les angles compris entre 270 degrés et 360 degrés, conduisent à une longitude partielle négative, et à une latitude positive. Leurs lignes trigonométriques sont d'ailleurs égales en grandeur à celles des différences de ces angles à 360 degrés :

$$\sin. a = -\sin. (360° - a)$$
$$\cos. a = \cos. (360° - a).$$

On retranchera donc ces angles de 360 degrés. Les différences seront plus petites que 90 degrés On trouvera dans les tables les logarithmes de leurs sinus et cosinus, et l'on aura soin d'affecter la longitude partielle du signe — comme le sinus, et la latitude partielle du signe + comme le cosinus.

Quand on aura calculé ainsi les coordonnées de tous les points par rapport à trois plans rectangulaires qui se croisent à l'origine des stations, on tracera le plan horizontal de la mine sur un papier rayé, divisé en carreaux dont chacun aura un centimètre de côté. Les deux rangées de lignes parallèles qui forment les carrés étant numérotées, on prendra les unes pour des parallèles, les autres pour des perpendiculaires au méridien magnétique, et l'on placera successivement, d'après la latitude et la longitude, chaque point dans le carré où il doit être, sans avoir à s'occuper des points qui le précèdent. La projection verticale sur les deux plans coordonnés rectangulaires sera également tracée en plaçant chaque point dans le carré où il doit être, suivant sa hauteur ou sa dépression par rapport au plan horizontal fixe. Il est bien entendu qu'on devra conserver tous les calculs que l'on aura fait dans un registre à ce destiné, au moyen duquel on pourrait refaire à volonté les plans égarés ou détériorés ; on devra même, comme nous le verrons, se servir uniquement de ce registre, sans avoir recours au plan, pour les opérations de percement souterrain,

ou autres opérations délicates, que le directeur d'une mine a souvent à faire.

Disons auparavant, quels sont les inconvénients de la boussole, comme instrument de géométrie ou d'arpentage.

Nécessité d'avoir égard à la déclinaison de l'aiguille aimantée. — Tout le monde sait que la direction de l'aiguille aimantée n'est pas exactement du nord au sud, et qu'elle s'écarte du méridien vrai d'un angle qu'on appelle la *déclinaison* de l'aiguille. Or la déclinaison varie d'un lieu à un autre du globe terrestre, et dans le même lieu elle est sujette à des variations séculaires, annuelles et diurnes. Les variations diurnes ont peu d'amplitude; elles donnent lieu à des erreurs, inévitables d'ailleurs, qui sont à peu près du même ordre que les erreurs d'observation. Mais les variations annuelles et les variations séculaires sont assez grandes pour qu'il soit indispensable d'y avoir égard, pour mettre en rapport un plan et sa continuation, ou bien deux plans de gîtes voisins qui auraient été levés à la boussole à deux ou trois mois, ou deux au trois ans de distance. Il y a là une correction qui sera facile à faire, si l'on connaît les *déclinaisons* de l'aiguille aimantée dans le lieu de l'observation aux deux époques où les plans ont été levés. Ce qui vaudrait mieux, serait de rapporter les positions des points au méridien vrai, au lieu de les rapporter au méridien magnétique, comme on le fait ordinairement. Il suffirait pour cela d'avoir tracé une ligne méridienne dans le lieu de l'observation, et de déterminer la déclinaison de l'aiguille par une observation directe, toutes les fois qu'on aurait un plan à lever. A cet effet, on suspendrait la boussole à un cordeau tendu dans le plan de la ligne méridienne. Supposons que l'on trouve que le plan méridien forme un angle de 20 degrés avec le vertical de l'aiguille aimantée ou le méridien magnétique. Il est évident que tous les angles observés devront être diminués de 20 degrés, si l'on veut que le plan soit rapporté au méridien vrai, au lieu d'être rapporté au méridien magnétique. On déterminerait donc ainsi, chaque fois que l'on ferait un levé, la correction constante à faire subir aux angles observés, pour ramener les observations au méridien vrai. Tous les plans levés à diverses époques, pour lesquelles on aurait déterminé chaque fois, par l'observation directe, la correction correspondante seraient alors orientés de la même manière, et ne seraient plus affectés que des erreurs provenant des légères variations de déclinaison qui auraient eu lieu pendant la durée d'une même opération.

Il est clair qu'il n'est pas nécessaire de rapporter les plans au méridien vrai. On pourrait aussi bien les rapporter à une direction

fixe quelconque, pourvu qu'elle fût la même à toutes les époques; mais il est préférable de les rapporter au plan méridien, parce que les plans levés dans diverses localités seront ainsi orientés par rapport aux points cardinaux du globe, et comparables entre eux.

Je me dispense de présenter ici un modèle du registre qui serait affecté aux calculs des levés rapportés à trois plans coordonnés rectangulaires. Ce tableau ne différerait du tableau A, qu'en ce qu'il aurait un plus grand nombre de colonnes, les calculs des longitudes et des latitudes exigeant chacun autant de colonnes que celui des altitudes qui figurent seules dans le tableau A.

Levés à la boussole carrée. — On peut, dans les mines dont les galeries sont larges et élevées, se servir avec avantage de la boussole carrée au lieu de la boussole suspendue. La boussole carrée pose sur un support à trois jambes. L'aiguille, mobile au centre du limbe divisé, est placée dans une boite carrée ou rectangulaire dont deux côtés sont parallèles à la ligne NS, dont les extrémités correspondent aux divisions 0 et 180 du limbe. Contre l'un de ces côtés est appliquée une lunette ou visières à pinnules, mobile dans un plan perpendiculaire à celui du limbe et parallèle à la ligne NS. Si l'on veut niveler avec cet instrument, la lunette ou visière doit se mouvoir sur un limbe divisé. La boussole étant installée sur son pied dans la verticale d'un point déterminé, on place le limbe horizontalement, et l'on fait tourner ce limbe autour de son centre, en même temps qu'on incline la lunette de manière à viser une lumière placée en un autre point de la mine, et qui sera posée sur un pied semblable à celui de la boussole. On lit l'angle de direction sur le limbe horizontal, l'angle d'inclinaison sur le limbe latéral parcouru par la lunette qui peut, si l'on veut, être munie d'un vernier; enfin on mesure la distance. Transportant ensuite la boussole sur le pied où était la lumière visée d'abord, et reportant celle-ci plus loin, sur le premier pied on fait les observations relatives à la seconde station, et ainsi de suite.

Le tracé graphique des plans levés à la boussole carrée se fait, après qu'on a calculé les projections horizontales des distances, comme celui des plans levés à la boussole suspendue. La lunette peut être séparée de la boite contenant l'aiguille aimantée, et comme cette boite est carrée, elle sert elle-même de rapporteur. Je ne m'arrêterai donc pas plus longtemps sur les levés et les tracés de plans à la boussole carrée.

La *fig.* 1, *Pl. LXIV*, représente la boussole suspendue à un cordeau, et disposée pour l'observation dans une mine. La *fig.* 2 repré-

sente la même boussole enchâssée dans son rapporteur. La *fig.* 3 représente le demi-cercle suspendu.

Comment on détermine, d'après un plan levé à la boussole, l'axe d'une galerie à exécuter entre deux points. — Lorsqu'on a calculé les coordonnées des points d'un levé à la boussole par rapport à trois plans coordonnés, c'est aux coordonnées des points et non au tracé graphique fait sur le papier à carreaux qu'il faut avoir recours pour toutes les opérations qui exigent de la précision. L'une des plus ordinaires consiste à déterminer la direction de l'axe d'une galerie joignant deux points donnés. Pour indiquer aux ouvriers la direction à suivre dans un percement semblable, il faut connaître son inclinaison, et sa direction c'est-à-dire l'angle que forme son axe avec le méridien magnétique le jour de l'observation : enfin il est inutile de connaître d'avance la longueur. Ce problème consiste à déterminer l'angle que forme une ligne, menée entre deux points donnés par leurs coordonnées, avec sa projection sur le plan horizontal, et l'angle de cette projection avec l'un des plans verticaux coordonnés. Voici la marche à suivre : soient a, b, c, l'altitude, la longitude et la latitude du point de départ A : a', b', c', les coordonnées homologues du point B vers lequel doit être dirigé l'axe de la galerie à faire. Je suppose que le plan du méridien vrai soit l'un des plans coordonnés et que l'on ait en conséquence une méridienne tracée à la surface.

La longueur de la galerie demandée sera égale à :

$$\sqrt{(a'-a)^2+(b'-b)^2+(c'-c)^2}. \qquad (1)$$

L'inclinaison de l'axe de la galerie sur le plan horizontal aura pour sinus :

$$\frac{a'-a}{\sqrt{(a'-a)^2+(b'-b)^2+(c'-c)^2}}.$$

Cet angle, toujours plus petit que 90 degrés, sera positif ou négatif, c'est-à-dire que la galerie ira en montant, ou en descendant de A vers B, suivant que a' sera plus grand ou plus petit que a. Dans les deux cas, la valeur numérique de l'expression (2) sera celle du sinus de l'angle cherché.

Enfin, la direction de l'axe de la galerie, c'est-à-dire l'angle compris entre le plan vertical passant par cet axe, et le plan méridien coordonné, aura pour tangente :

$$\frac{b'-b}{c'-c} \qquad (3)$$

Cet angle pouvant varier de 0 à 360 degrés sera compris :

Entre 0 et 90°, lorsque $b' - b$ et $c' - c$ seront tous deux positifs ;
Entre 90 et 180°, lorsque $b' - b$ sera positif et $c' - c$ négatif ;
Entre 180 et 270, lorsque $b' - b$ et $c' - c$ seront tous deux négatifs ;
Entre 270 et 360, lorsque $b' - b$ sera négatif et $c' - c$ positif.

Si l'on désigne par D l'angle aigu trouvé dans les tables, qui a pour tangente $\frac{b'-b}{c'-c}$, abstraction faite du signe, l'angle cherché sera égal à :

$$D, \quad 180° - D, \quad 180° + D, \quad 360° - D,$$

suivant qu'il devra être compris entre :

0 et 90°, 90° et 180°, 180° et 270°, 270° et 360°.

Cet angle étant celui de l'axe de la galerie, avec le plan méridien coordonné, il reste encore à déterminer l'angle que celui-ci forme avec le méridien magnétique. Ainsi, le jour où l'on voudra donner la direction de la galerie, on placera la boussole sur le cordeau tendu dans le plan du méridien vrai, et l'on aura l'angle du méridien magnétique avec celui-ci. On ajoutera l'angle de déclinaison à l'angle calculé, ainsi que nous l'avons dit. L'angle ainsi corrigé sera celui que l'axe de la galerie forme avec le méridien magnétique, au jour où l'on se trouve, et qui servira à donner sur les lieux la direction que doivent suivre les ouvriers.

Exemple de calcul.

Soient $+2^m{,}11$, $+2{,}55$, $+14{,}12$ les coordonnées en hauteur, longitude et latitude du point A ;
$+1{,}38$, $-8{,}72$, $+7{,}06$ celles du point B ;
On aura :

$$a = 2{,}11, \quad b = 2{,}55, \quad c = 14{,}12$$
$$a' = 1{,}38, \quad b' = -8{,}72, \quad c' = 7{,}06.$$

$$a' - a = -0{,}73 \quad (a' - a)^2 = 0{,}5329$$
$$b' - b = -11{,}27 \quad (b' - b)^2 = 127{,}0129$$
$$c' - c = -7{,}06 \quad (c' - c)^2 = 49{,}8436$$

$$(a'-a)^2 + (b'-b)^2 + (c'-c)^2 = d^2 = 177{,}3894 \qquad \text{L}.d^2 = 2{,}2489278$$

Log. $d = 1{,}1243039$

$$\text{Log. sin. } i = \text{L}\,(a'-a) + \text{C log. } d \left\{ \begin{array}{l} \text{L.}\,(a'-a) = -1{,}8633229 \\ \text{C. log. } d = \ \ 8{,}8755361 \end{array} \right.$$

$$\text{Log. sin. } i = 8{,}7388590$$

$$\text{Log.tang. dir.} = \text{L.}\,(b'-b) + \text{Cl.}\,(c'-c) \left\{ \begin{array}{l} \text{L.}\,(b'-b) = 1{,}0519239 \\ \text{Cl.}(c'-c) = 9{,}1511953 \end{array} \right.$$

$$\text{Log. tang. direction} = 10{,}2031192$$

La distance $d = 15^m{,}32$.
L'inclinaison $i = 3^\circ\ 8'$; elle est descendante.
La direction $d = 180^\circ + 57^\circ\ 56' = 237^\circ\ 56'$.

Cet angle est celui de l'axe de la galerie avec le méridien coordonné. Il doit être augmenté de l'angle que le méridien magnétique formera, le jour où l'on tracera la galerie, avec le méridien coordonné, ainsi que cela a été dit précédemment.

Les causes d'erreur dans les levés à la boussole sont nombreuses, et il est difficile de répondre d'une approximation d'un mètre pour la position d'un point déterminé après un parcours sinueux de 900 à 1,000 mètres. D'ailleurs, la fréquence des chemins de fer dans les mines rend l'emploi de la boussole de plus en plus difficile. Il serait donc à désirer que l'on se servît généralement, au lieu de boussole, d'un graphomètre à lunettes, ou plutôt d'un théodolite de petites dimensions, convenablement disposé, à l'aide duquel on peut mesurer les angles horizontaux avec une exactitude très-grande, et les inclinaisons, avec un degré de précision bien supérieur à celui que fournit le demi-cercle suspendu.

Description du théodolite disposé pour les levés souterrains. — Le théodolite que j'ai fait arranger, pour le rendre portatif et d'un usage commode dans les mines, est représenté *fig.* 1 à 3, *Pl. LXV*; il se compose essentiellement de deux limbes divisés, dont le premier est horizontal et le second vertical. Celui-ci est placé latéralement au premier et suspendu à l'extrémité d'une règle mobile autour du centre du limbe horizontal, de sorte que le limbe vertical peut tourner dans tous les sens autour du limbe horizontal. Une lunette se meut sur le limbe vertical, et peut prendre toutes les inclinaisons possibles. Les poids du limbe vertical et de la lunette sont équilibrés par un contrepoids fixé à l'extrémité de la règle horizontale. L'instrument est fixé par une longue vis, sur la plate-forme d'un support à trois jambes, *fig.* 3, et peut y être calé au moyen de trois vis, de façon à ce que le limbe des azimuts soit exactement horizontal; on s'assure de l'ho-

rizontalité du limbe au moyen d'un niveau à bulle d'air qui y est attaché. La règle qui porte le limbe latéral des inclinaisons, peut aussi être ramenée à l'horizontalité, au moyen d'une vis de rappel. Un niveau à bulle d'air amovible sert à vérifier l'horizontalité de cette règle. L'instrument peut tourner tout entier sur son pied. A la règle, qui supporte le limbe vertical et se meut sur le limbe horizontal, est fixé un double vernier qui donne les angles azimutaux à une minute près. La lunette mobile sur le limbe vertical est aussi munie d'un double vernier qui permet de lire les angles d'inclinaison à une minute près. Le limbe vertical est divisé en deux fois 180°, le 0 de la division correspond au point vis-à-vis duquel se trouve la ligne de foi du vernier, quand l'axe de la lunette est horizontal. Il faut, pour que les observations soient exactes : 1° que le limbe azimutal étant ramené à l'horizontalité, le limbe latéral soit dans un plan vertical ; 2° que l'axe optique de la lunette décrive, en tournant sur son support, un plan vertical parallèle au plan du limbe ; 3° que l'axe de la lunette soit horizontal, quand la ligne de foi du vernier correspond au 0 de la division du limbe. Nous verrons plus loin comment on peut s'assurer que l'instrument satisfait à ces conditions, et le rectifier lorsqu'il s'en écarte. Indiquons d'abord la manière de s'en servir.

Manière d'opérer avec le théodolite. — Mesurer un angle réduit à l'horizon, c'est-à-dire l'angle compris entre deux plans verticaux dirigés suivant deux lignes données, et les inclinaisons sur l'horizontale des deux côtés de cet angle, telle est la double opération nécessaire pour un levé et un nivellement souterrain. Le théodolite donne immédiatement la mesure d'un angle réduit à l'horizon et l'inclinaison des côtés de cet angle. On commence d'abord par amener le 0 du vernier de l'alidade horizontale au 0 du limbe azimutal, et on fixe l'alidade dans cette position, en serrant la vis de pression p', *fig.* 1 à 3, *Pl. LXV* ; faisant ensuite tourner l'instrument tout entier, on amène l'axe de la lunette dans le plan vertical du premier côté de l'angle à mesurer, et l'on dirige la lunette sur le point à viser, en agissant à la fois sur la vis de rappel r'', qui procure le mouvement lent de la lunette dans le plan du limbe vertical, et sur la vis de rappel r, qui produit le mouvement lent de tout l'instrument autour de son axe. Après avoir pointé, on fixe le limbe azimutal dans la position où il se trouve, en serrant la vis de pression p. On va lire sur le limbe vertical, et on écrit sur le carnet l'angle d'inclinaison ascendante ou descendante du premier côté de l'angle. Cela fait, on desserre la vis p' qui fixe au limbe azimutal la règle qui

supporte le limbe latéral; on fait ensuite tourner ce limbe autour du limbe azimutal, de manière à l'amener dans le plan vertical contenant le second côté de l'angle, et en ayant soin d'opérer la rotation dans le sens où procède la graduation du limbe azimutal. On dirige la lunette sur le point de mire qui détermine ce second côté, en procurant à la fois, au moyen des deux vis de rappel *r'* et *r''*, un mouvement lent de rotation au limbe vertical autour de l'axe du limbe horizontal, et à la lunette autour de l'axe du limbe vertical. On lit alors sur le limbe vertical l'inclinaison ascendante ou descendante du second côté de l'angle, et sur le limbe azimutal l'angle plan réduit à l'horizon qu'il s'agissait de mesurer. On inscrit ces deux angles dans leurs colonnes respectives sur le carnet d'observations.

Pour obtenir l'angle réduit à l'horizon avec un plus grand degré d'exactitude, on peut le répéter, c'est-à-dire mesurer plusieurs fois de suite le même angle, qui s'ajoutera à lui-même sur le limbe horizontal; on lira sur celui-ci un multiple de l'angle, qui, divisé par le nombre des observations, donnera la mesure de l'angle avec une précision d'autant plus grande que les observations auront été plus nombreuses. Pour répéter l'angle à mesurer, il suffira, quand la première observation sera terminée, de fixer avec la vis de pression *p'*, l'alidade du limbe vertical au limbe azimutal, de desserrer la vis *p*, qui fixe celui-ci au socle de l'instrument, et de ramener la lunette sur le premier côté de l'angle, par un mouvement rétrograde de tout l'instrument autour de son axe; de répéter ensuite l'opération de la mesure de l'angle, de la même manière qu'elle a été faite la première fois. Le vernier de l'alidade, dans cette seconde observation, au lieu de partir du 0 du limbe azimutal, partira de la valeur de l'angle: on lira donc, à la fin de cette seconde observation, un angle double sur le limbe azimutal, et le résultat divisé par 2 donnera l'angle simple. On répéterait ainsi l'opération quatre à cinq fois, dans le cas où on aurait besoin d'une grande exactitude.

Erreur d'excentricité. Sa mesure. — L'angle obtenu est affecté d'une erreur d'excentricité provenant de ce que l'axe de la lunette ne passe pas par le sommet de l'angle, mais en est écarté d'une distance constante égale au rayon du limbe azimutal, augmenté de l'épaisseur du limbe vertical, de son support, et du demi-diamètre de la lunette. Soit, *fig.* 4, *Pl. LXIV*, C le centre du limbe azimutal; CI=CU l'excentricité de l'axe de la lunette; A et B les deux points de mire. L'angle à mesurer est ACB. Si l'observateur a tenu le limbe latéral à sa droite pendant l'observation, en faisant tourner ce limbre de CA vers CB. l'angle lu sur le limbe azimutal sera l'angle ICU, compris entre les

rayons perpendiculaires aux tangentes IA et UB au cercle, dont le centre est en C, et dirigées vers les points de mire A et B. Cet angle est égal à l'angle AOB, compris entre les tangentes elles-mêmes; l'erreur d'excentricité est égale à la différence AOB—ACB. Or, dans le triangle OBK, l'angle AOB est égal à l'angle extérieur AKB, moins l'angle KBO, ou CBU. On a donc :

$$AOB = AKB - CBU,$$

le triangle CAK donne la relation :

$$ACB = AKB - CAI,$$

retranchant ces équations l'une de l'autre, il vient :

$$AOB - ACB = CAI - CBU \qquad (m).$$

L'angle CAI a pour sinus le rapport de l'excentricité CI à la distance CA. L'angle CBU a pour sinus le rapport de la même excentricité à la distance CB. L'équation précédente donne donc la mesure de l'erreur qui pourrait être calculée, lorsqu'on aurait mesuré les distances CA et CB des deux points de mire au sommet de l'angle, et que l'on connaîtrait d'ailleurs le rayon d'excentricité. Cette erreur, nulle quand les points de mire sont également distants du centre de la station, est d'autant plus grande que ces distances sont plus inégales entre elles et plus petits. Mais il est inutile de calculer l'erreur, car l'instrument fournit lui-même le moyen de la corriger par une seconde observation qu'il faudra toujours faire. A cet effet l'observateur, après avoir mesuré l'angle en tenant le limbe vertical à sa droite, ramènera le 0 du vernier de l'alidade horizontale au 0 du limbe azimutal, puis il fera décrire à la lunette un angle de 180° sur le limbe vertical, de manière à ramener de son côté l'objectif de la lunette; faisant ensuite tourner tout l'instrument sur son pied, de manière à placer le limbe vertical à sa gauche, l'objectif de la lunette se trouvera de nouveau du côté de son œil, et il visera le point A, ayant le limbe latéral à sa gauche. Le rayon visuel aura alors pour projection sur le plan du limbe la tangente AI'. Faisant ensuite tourner le limbe latéral autour du limbe horizontal, de A vers B, comme dans la première observation, il dirigera la lunette vers le point B, et le rayon visuel sera alors projeté sur le plan horizontal suivant la tangente BU'. L'angle lu sur le limbe azimutal, dans cette seconde observation où l'on aura tenu le limbe vertical à gauche,

sera l'angle $I'CU' = AO'B$. Or, les triangles $AO'K'$ et $K'CB$ donnent l'équation :

$$AO'B - ACB = CBU' - CAI' \qquad (n),$$

ajoutant cette équation membre à membre avec l'équation (m), et observant que l'on a : $CBU' = CBU$, $CAI' = CAI$, il vient :

$$AOB + AO'B - 2ACB = 0,$$

d'où :

$$ACB = \frac{AOB + AO'B}{2}.$$

C'est-à-dire que l'angle vrai est égal à la demi-somme des angles observés, en tenant le limbe latéral à sa droite et le limbe latéral à sa gauche, ces deux angles étant affectés, par suite de l'excentricité, d'erreurs numériquement égales, et de signes contraires.

On devra toujours faire les deux observations indiquées et prendre la demi-somme des deux angles.

On mesurera par la même occasion deux fois les inclinaisons de chacun des côtés de l'angle. Ces angles sont aussi affectés, par suite de l'excentricité de la lunette, d'une légère erreur que l'on peut négliger.

Levé au théodolite. — Pour lever au théodolite le plan de galeries souterraines, il faut avoir trois pieds entièrement pareils, et dont la hauteur soit appropriée aux dimensions des galeries : chacun des pieds doit être disposé pour qu'on puisse y remplacer l'instrument par une lampe dont la mèche se trouve à la même hauteur que le centre du limbe vertical autour duquel se meut la lunette. L'instrument étant placé sur son pied au sommet de l'angle à mesurer, les deux côtés de cet angle sont déterminés par deux lampes placées sur les deux autres pieds. Quand on a mesuré l'angle réduit à l'horizon, les inclinaisons et les longueurs de ses deux côtés, ce qui se fait en appliquant une chaîne métrique sur le sol de la galerie, quand il est uniformément incliné et parallèle à la ligne qui joint le centre du limbe au point de mire, on transporte l'instrument, qu'on installe à la place du point de mire du second côté de l'angle mesuré, et l'on remplace l'instrument par la lampe dont il a pris la place. Cette substitution se fait sans changer les pieds de place. Le pied de la lampe, qui déterminait le premier côté de l'angle mesuré, est ensuite déplacé et transporté plus loin, pour déterminer la direction du second

côté de l'angle à mesurer, dont le premier côté se confond avec le second côté de l'angle précédent. On mesure ainsi successivement les inclinaisons, et les longueurs d'une suite de lignes droites parallèles au sol des excavations, et les angles horizontaux compris entre deux droites consécutives. Ces angles sont tous mesurés, en tournant dans le même sens, de la gauche à la droite de l'observateur, par exemple, en allant du premier côté de l'angle vers le second. Ils peuvent donc avoir une valeur quelconque comprise entre 0 et 360 degrés.

La suite des observations comprend ainsi une ligne brisée de la forme indiquée dans la *fig.* 5, *Pl. LXIV*, où les projections horizontales des côtés des angles sont indiquées par des lignes ponctuées, et les angles mesurés de gauche à droite par un petit arc de cercle et une flèche. Les résultats des observations sont consignés sur un carnet dont voici le modèle.

Levé au théodolite de la mine de

exécuté le 18

NUMÉROS des stations.	INCLINAISONS des côtés des angles.	ANGLES horizontaux.	LONGUEURS des côtés.	OBSERVATIONS.
	d. m.	d. m.		
1	1 16 D	»	»	
2	1 2 M 5 4 D	188 36 189 56	15,60 5,55	
3	5 14 M 4 8 D	169 6 167 20	» 56,70	
4	4 24 M 1 42 D	85 13 85 13	» 56,70	

A la première station, A (*fig.* 5, *Pl. LXIV*), on n'a point d'angle horizontal à mesurer; on mesure simplement l'inclinaison de la ligne

Ab qui sera le premier côté de l'angle mesuré à la station suivante. La lettre D placée à la suite de l'angle d'inclinaison, dans le tableau, indique que cette ligne est inclinée de A vers *b* dans le sens où l'on marche.

La station 2 est en *b*; là on mesure de nouveau l'inclinaison du côté *b*A, déjà mesurée à partir de A; on trouvera généralement une inclinaison un peu différente de celle qui aura été donnée par la première observation, et toujours en sens contraire de celle-ci, si on compte les inclinaisons à partir du centre de la station. On mesure deux fois l'angle horizontal en plaçant successivement le limbe à droite et le limbe à gauche; on inscrit ces deux angles dans la troisième colonne du carnet dans le carré correspondant à la station 2. Enfin on mesure les longueurs des côtés de l'angle que l'on inscrit dans la quatrième colonne.

A chacune des autres stations, on a à inscrire sur le carnet les inclinaisons des deux côtés de l'angle, deux valeurs de l'angle horizontal, différentes entre elles toutes les fois que les deux côtés de l'angle sont inégaux, enfin la longueur du second côté de l'angle seulement, attendu que la longueur du premier côté se trouve déjà inscrite dans la ligne horizontale qui précède.

Calcul et tracé des plans levés au théodolite.— Le tracé des plans levés au théodolite pourrait être fait avec un rapporteur circulaire divisé en degrés, comme le tracé des plans levés à la boussole est exécuté avec le rapporteur que nous avons décrit. Il faudrait ensuite, pour orienter le plan ainsi tracé, déterminer l'angle que fait le plan vertical passant par une des lignes du plan avec le plan du méridien vrai ou du méridien magnétique. Mais ces méthodes graphiques doivent être ici tout à fait rejetées, parce qu'elles annuleraient en partie l'avantage qu'a procuré le relèvement au moyen d'un instrument beaucoup plus exact que la boussole. On devra calculer les distances des sommets des angles à trois plans coordonnés rectangulaires, dont l'un soit horizontal, et qui se coupent à l'origine des stations. Il conviendra de prendre pour les plans verticaux coordonnés le plan du méridien et son perpendiculaire. Si on a tracé une méridienne dans le lieu des observations, il faudra d'abord déterminer l'angle que forme le vertical de la première station avec le plan méridien. Cette détermination se fera sans difficulté avec le théodolite même, si la direction du plan méridien passant par l'origine des stations est connue. Nous indiquerons plus tard des moyens plus exacts de rapporter dans la mine la direction d'une méridienne tracée au jour. Nous nous bornerons à dire ici qu'on peut dans tous les cas employer pour cela

la boussole carrée ou suspendue. On déterminera la déclinaison par une observation directe faite à la surface sur la méridienne qui y est tracée, et l'on déterminera ensuite avec la même boussole, en prenant les précautions nécessaires pour mettre l'aiguille aimantée à l'abri de toute cause perturbatrice, l'angle de la première distance avec le plan du méridien magnétique. Cet angle, diminué de la déclinaison, telle qu'elle aura été observée avec une boussole dont la division procédera de droite à gauche, sera celui que la première station fera avec le plan du méridien. Soient donc, *fig.* 5, *Pl. LXIV*, X'X la direction de la trace du plan méridien sur le plan horizontal coordonné, le nord étant en X; l'angle XA*b* sera connu; YY' sera la trace horizontale du second plan vertical coordonné. On calculera d'abord, comme pour les levés à la boussole, les projections horizontales et verticales des distances successives, au moyen des logarithmes des distances mesurées et des cosinus et sinus des angles d'inclinaison. Remarquons que chaque angle d'inclinaison ayant été mesuré au moins deux fois, et presque toujours quatre fois, à cause de la double observation de chacun des angles horizontaux, on aura à prendre la moyenne de toutes les inclinaisons observées. Les projections verticales qu'on affectera du signe + ou du signe — donneront immédiatement les cotes partielles des hauteurs ou dépressions de chaque sommet par rapport au sommet précédent, et les sommes algébriques de toutes les hauteurs donneront la cote de hauteur ou de dépression au dessus ou au dessous du plan horizontal coordonné passant par l'origine des stations.

Pour calculer les deux autres coordonnées, la longitude et la latitude de chaque sommet par rapport aux plans verticaux, parallèle et perpendiculaire au méridien, qui se coupent au sommet précédent, il faudra conclure des angles azimutaux observés dans la mine, l'angle compris entre le plan vertical de chaque distance et le plan méridien.

Désignons par α, *fig.* 6, *Pl. LXIV*, l'angle compris entre le plan du méridien NS et la projection horizontale d'une distance quelconque A, cet angle étant compté à partir du nord et en tournant du nord vers l'est; par a l'angle horizontal compris entre la projection horizontale de la même distance A et celle de la distance consécutive B, tel qu'il résulte des observations, et compté par conséquent à partir de la distance A vers la distance B, comme l'angle α est compté de la région nord du méridien vers la distance A, c'est-à-dire de la gauche à la droite d'un observateur placé debout sur le plan horizontal au sommet de l'angle. Il est clair que l'angle compris entre le plan mé-

ridien et la projection de la distance A prolongée au delà du point O de l'autre côté du méridien, c'est-à-dire la direction opposée à la distance A, sera égal à $\alpha + 180°$. C'est avec cette dernière direction que la distance suivante B forme un angle a compté, à partir de A, dans le même sens que l'angle $180° + \alpha$ est compté à partir de la région nord du méridien. Donc cet angle a s'ajoute à l'angle $180° + \alpha$, et l'angle compris entre le méridien et la distance B est égal à $180° + \alpha + a$. C'est-à-dire que pour obtenir l'angle compris entre le méridien et une distance quelconque, il faut ajouter à l'angle azimutal de la distance précédente, l'angle compris entre les deux distances, tel qu'il résulte des observations, et augmenter la somme de 180°. Si la somme ainsi obtenue est plus petite que 360°, il n'y aura aucune correction à faire : mais la somme pourra dépasser 360°; dans ce cas l'angle cherché sera évidemment l'excès de cette somme sur 360°. De l'azimut de la seconde distance on conclura de même l'azimut de la troisième, etc. Les angles ainsi déterminés auront des valeurs comprises entre 0 et 360°; les longitudes et les latitudes partielles avec leurs signes, ainsi que les longitudes et latitudes par rapport à l'origine des stations, seront donc calculées en suivant la méthode déjà indiquée pour le calcul des levés à la boussole.

Je donne comme exemple, dans le tableau suivant, l'application du calcul aux observations hypothétiques inscrites dans le modèle de carnet de levé qui se trouve page 424.

Calcul du levé au théodolite de la mine de *exécuté le* 18 *(pag.* *du carnet)* (1)

Numéros des distances.	Longueurs l.	Angles d'inclinaison (*) i.	Azimuts des distances (**) a.	Logarithmes des longueurs log. l.	Logarithmes des cosinus des inclinaisons log. cos. i.	Logarithmes des sinus des inclinaisons log. sin. i.	Logarithmes des projections horizontales log. l + log. cos. i − 10 = log. p.	Logarithmes des altitudes partielles log. l + log. sin. i − 10 = log. z.	Altitudes partielles des points $\pm z$.	Logarithmes des sinus des azimuts log. sin. a.	Logarithmes des cosinus des azimuts log. cos. a.	Logarithmes des longitudes partielles log. p + log. sin. a − 10 = log. x.	Logarithmes des latitudes partielles log. p + log. cos. a − 10 = log. y.	Longitudes partielles des points $\pm x$.	Latitudes partielles des points $\pm y$.	Altitudes des points $\Sigma \pm z$.	Longitudes des points $\Sigma \pm x$.	Latitudes des points. $\Sigma \pm y$.
1	15,60	1° 9′ D	30° 15′	1,19312	9,99991	8,30255	1,19303	$\bar{1}$,49567	− 0,31	9,70224	9,93643	0,89527	1,12946	+ 7,86	+13,48	− 0,31	+ 7,86	+13,48
2	5,55	5° 9′ D	39° 31′	0,74429	9,99824	8,95310	0,74253	$\bar{1}$,69739	− 0,50	9,80366	9,88730	0,54619	0,62983	+ 3,52	+ 4,26	− 0,81	+11,38	+17,74
3	36,70	4° 16′ D	27° 44′	1,56467	9,99879	8,87156	1,56346	0,43623	− 2,73	9,66779	9,94700	1,23125	1,51046	+17,03	+32,39	− 3,54	+28,41	+50,13
4	36,70	1° 42′ D	292° 57′	1,56467	9,99981	8,47226	1,56448	0,03693	− 1,09	9,96419	9,59098	1,52867	1,15546	−33,78	+14,30	− 4,63	− 5,37	+64,43

(*) Dans la colonne des angles d'inclinaison, on écrit la moyenne des angles inscrits dans le carnet d'observations pour la distance à laquelle ils se rapportent.

(**) L'azimut écrit vis-à-vis la distance 1 est l'angle du plan vertical de cette distance avec le plan du méridien; cet azimut aura été déterminé au moyen de la boussole ou autrement. L'azimut de la distance se calcule ainsi : On prend d'abord la moyenne arithmétique des deux angles inscrits dans le carnet d'observations à la station 2. Cette moyenne, égale à 189° 16′, est l'angle compris entre les projections des distances 1 et 2 corrigé de l'excentricité, on fait la somme suivante :

Azimut de la distance précédente.	30° 15′	La somme étant supérieure à 360°, on en retranche 360°, et l'excès 39° 31′ est l'azimut de la distance 2. — On a de même pour l'azimut de la distance 3 : 39° 31′ + 168° 13′ + 180° − 360° = 27° 44′, etc.
Angle compris entre les deux distances.	189° 16′	
— —	180°	
Somme.	399° 31′	

Les autres colonnes du Tableau, et notamment les signes des coordonnées partielles ou totales ne présenteront aucune difficulté, en se reportant à ce qui a été dit à cet égard en parlant du calcul des levés à la boussole.

Je n'ai calculé les coordonnées partielles des points qu'à un centimètre près. Il sera convenable de les calculer à un millimètre près.

(1) *Voyez* le carnet, pag. 424.

Les calculs étant faits, on placera les points dans les positions relatives qu'ils doivent avoir sur un papier divisé par deux systèmes de lignes se croisant à angles droits, en carreaux d'un centimètre de côté. Le plan ne servira d'ailleurs qu'à présenter l'image de l'ensemble des travaux, et on aura recours au registre où seront inscrites les coordonnées des points, pour toutes les opérations délicates.

Détermination d'un point de la surface situé dans la verticale d'un point donné dans la mine. — Une des questions qui se présentent le plus fréquemment dans les levés des plans de mines consiste à déterminer, à la surface du sol, le point correspondant verticalement à un point donné de la mine, et la distance verticale entre les deux points.

Cette question peut être résolue avec une grande précision, lorsque la mine a deux puits ou galeries débouchant au jour à une distance assez grande l'un de l'autre. Supposons, par exemple, que la mine ait deux puits verticaux : on prendra à la surface un point dans l'axe ou près de l'axe de chaque puits ; on rapportera ce point au fond du puits au moyen d'un fil à plomb, et on mesurera la distance verticale du fond à la surface. Cette opération est simple, mais elle exige du soin. Ainsi il faut couvrir le puits d'un plancher laissant au milieu une ouverture pour le passage du fil à plomb. Le cordeau auquel le plomb est suspendu, étant enveloppé sur un tour en bois monté près du puits, passe sur une poulie de renvoi placée au dessus de l'ouverture. Le plomb arrivé au fond du puits oscillerait indéfiniment, et l'observation précise serait difficile, si on n'avait pas soin de le faire plonger dans une petite cuvette remplie d'eau. La position du point correspondant étant une fois bien établie, on relève le cordeau en l'enveloppant sur le tour, et on le mesure avec soin pendant le relevage. On fait la même opération sur le second puits.

On joindra ensuite le fond des deux puits par un levé souterrain au théodolite, en ayant soin de prendre pour un des sommets de ce levé le point dont on veut trouver le correspondant à la surface, et l'on calculera les coordonnées de ce point, ainsi que celles du fond du second puits, par rapport à trois plans rectangulaires, dont un horizontal, se coupant à l'origine des stations, prise au fond du premier puits ; les deux plans verticaux rectangulaires coordonnés seront d'ailleurs pris arbitrairement.

Soient (*fig.* 7, *Pl*, *LXIV*) O le fond du premier puits où se croisent les plans coordonnés ; OX, OY les traces horizontales des plans verticaux coordonnés ; B et C les projections horizontales du fond du

second puits et du point C dont on veut avoir le correspondant à la surface ; x', y' les coordonnées horizontales du point C, que l'on aura calculées ; x'', y'' les coordonnées du point B ; la tangente de l'angle XOC sera égale à $\frac{y'}{x'}$. On déterminera cet angle. On déterminera de même l'angle XOB par sa tangente qui sera égale à $\frac{y''}{x''}$. Retranchant le second angle du premier, la différence sera l'angle compris entre les plans verticaux qui se croisent suivant l'axe des Z, et passent l'un par le point B, l'autre par le point C, c'est-à-dire l'angle du triangle, dont les sommets sont le point O et les projections horizontales des points B et C. On calculera d'ailleurs les trois côtés de ce triangle :

$$OC=\sqrt{x'^2+y'^2},\ OB=\sqrt{x''^2+y''^2}\ \text{et}\ BC=\sqrt{(x'-x'')^2+(y'-y'')^2},$$

ainsi que les deux angles en B et en C.

Il suffira ensuite de rapporter ce triangle en projection horizontale à la surface du sol. Si les orifices des deux puits sont en vue l'un de l'autre, la chose se fera sans aucune difficulté ; car en installant successivement un graphomètre ou un théodolite aux points O et B de la surface, on aura la direction de la ligne OB, et les angles réduits à l'horizon COB et CBO que l'on aura calculés. On pourra donc jalonner à la surface les deux lignes contenues dans les plans verticaux OC et OB qui se couperont au point cherché. Un nivellement exécuté entre l'orifice du puits O et ce point, fera connaître la hauteur ou la dépression de celui-ci par rapport au point O de la surface. Ajoutant cette cote avec son signe à la profondeur du puits d'où l'on sera parti et à l'ordonnée verticale positive ou négative du point correspondant dans la mine, par rapport au fond du puits, on aura la différence de niveau.

Si les orifices des deux puits ne sont point en vue l'un de l'autre, l'opération sera plus longue, mais se réduira toujours à un levé superficiel analogue au levé souterrain allant d'un puits à l'autre, et qui permettra de jalonner à partir de chacun des puits la ligne dirigée vers l'autre.

On peut donc rapporter très-exactement sur la surface le plan entier d'une mine qui communique avec le jour par deux puits ou galeries dont les orifices sont à une distance un peu considérable l'un de l'autre. Mais si la mine ne communique avec le jour que par un seul puits vertical, l'opération ne comporte plus le même degré d'exac-

titude. On pourrait descendre deux fils à plomb dans le puits, et rapporter ainsi au fond la direction d'une ligne jalonnée à la surface, et déterminer la position des excavations par rapport à cette ligne; mais comme elle serait très-courte, le plus léger écart des fils à plomb donnerait lieu à une erreur considérable sur la position des points éloignés. Dans ce cas, il est plus facile, et pour le moins aussi exact, de se servir tout simplement de la boussole pour rapporter dans le fond la direction jalonnée à la surface. L'opération, quand elle est faite avec soin, comporte une exactitude suffisante pour les opérations qui ne sont pas très-délicates, et qui est d'ailleurs la même que celle de tous les levés à la boussole.

Exécution d'une galerie attaquée par plusieurs puits foncés sur sa direction. — Lorsque l'on exécute une galerie souterraine suivant une direction jalonnée à la surface, et qu'on veut attaquer à la fois cette galerie par plusieurs points, au moyen de puits verticaux foncés sur sa direction, il est nécessaire, pour l'exactitude, de creuser deux puits verticaux jumeaux, séparés par une distance de 15 à 20 mètres d'axe en axe, situés tous deux sur une ligne jalonnée à la surface, et qui seront desservis par un même baritel. Après avoir creusé ces puits jusqu'à la profondeur voulue, on réunit leurs pieds par une petite galerie dont la direction est donnée dans l'un des puits, au moyen de deux fils à plomb ou de la boussole. Cette galerie de jonction une fois terminée, on peut rapporter dans le fond la direction que la galerie doit suivre, au moyen de fils à plomb descendus dans les deux puits, comprenant entre eux la distance de 15 à 20 mètres qui les sépare, ce qui suffit pour opérer avec précision.

Les détails précédents mettront les personnes qui possèdent les notions élémentaires de la trigonométrie rectiligne, et du levé des plans superficiels, à même de résoudre toutes les questions relatives à la géométrie souterraine.

Rectification du théodolite. — Il me reste à expliquer comment on doit s'y prendre pour vérifier et rectifier le théodolite. Je rappelle les conditions auxquelles l'instrument doit satisfaire. Lorsque le limbe des azimuts a été ramené à être horizontal, au moyen des vis du pied, le limbe latéral doit être dans un plan vertical; l'axe optique de la lunette doit se mouvoir dans un plan parallèle au plan du limbe vertical, lorsqu'on la fait tourner autour du centre de ce limbe; enfin cet axe doit être horizontal, lorsque la ligne de foi du vernier est à 0 ou 180° de la division du limbe vertical. Un niveau à bulle d'air N, *Pl. LXV*, est fixé au limbe des azimuts. Un autre niveau à bulle d'air est placé dans la boîte de l'instrument, et sert à rectifier la po-

sition du limbe vertical. Pour s'assurer si l'instrument satisfait aux conditions énoncées ci-dessus, on l'établit sur son pied, et on fait porter à 300 ou 400 mètres de distance une mire que l'on appuie contre un mur ou d'autres supports, de manière à ce que sa position soit invariable. On ramène le limbe des azimuts dans un plan horizontal, en agissant sur les vis à caler; pour cela, on fait tourner l'instrument tout entier jusqu'à ce que l'axe du niveau à bulle d'air, attaché au limbe, soit à peu près dans le plan vertical d'une des vis du pied. Si la bulle n'est pas au milieu, on l'y ramène en agissant sur la vis qui est dans le vertical du niveau, puis on fait tourner tout l'instrument, de manière à amener l'axe du niveau à peu près dans le plan vertical d'une autre vis du pied. Si la bulle d'air n'est pas au milieu, on l'y ramène en agissant cette seconde vis. On ramène l'instrument dans la première position, et si la bulle ne reste pas au milieu, on l'y ramène encore; enfin on continue ainsi jusqu'à ce que la bulle reste au milieu dans les deux positions du limbe; elle doit alors y rester dans toutes les positions possibles du limbe, si l'instrument est bien construit, et si d'ailleurs l'axe du niveau attaché au limbe est exactement parallèle au plan de celui-ci. Si cela n'avait pas lieu, il faudrait rectifier la position du niveau. A cet effet, le limbe étant tourné de façon à ce que le niveau soit dans le plan d'une des vis du pied, et la bulle étant au milieu, on fait tourner le limbe de 180°, de façon à ce que le niveau se trouve retourné bout pour bout. Si la bulle n'est pas restée au milieu après le retournement, c'est que l'axe du niveau n'est pas parallèle au plan du limbe. On rectifie sa position en agissant au moyen d'une clef, sur la vis *v*, *fig.* 1, qui permet de rapprocher ou d'écarter du plan du limbe, l'une des extrémités du niveau. On ne ramène pas ainsi la bulle qui s'est déplacée, jusqu'au milieu; on lui fait faire seulement la moitié du chemin, et on achève de la ramener en agissant sur l'instrument, au moyen de la vis du pied : on vérifie par un second retournement si la rectification est complète; si elle ne l'est pas, on procède encore de même, jusqu'à ce que la bulle ne se déplace pas par le retournement. La position du niveau fixe attaché au limbe est alors rectifiée, et le limbe des azimuts est horizontal.

On pose ensuite le niveau mobile sur l'alidade R qui porte à l'une de ses extrémités le limbe vertical. Si la bulle n'est pas au milieu, c'est que l'alidade n'est point horizontale; et comme elle est perpendiculaire au plan du limbe, celui-ci ne serait pas vertical. On ramène la bulle du niveau au milieu, et l'alidade à l'horizontalité, en agissant au moyen d'une clef, sur la tête de vis *u*, qui rapproche ou écarte du

limbe horizontal l'extrémité de l'alidade, qui tourne autour de la charnière z passant par l'autre extrémité. Il est bien entendu que l'on aura dû s'assurer, par la méthode du retournement, que le niveau mobile est juste, c'est-à-dire que la surface plane par laquelle il s'applique sur l'alidade est horizontale, lorsque la bulle est au milieu; si cela n'était pas, il faudrait d'abord rectifier le niveau mobile lui-même. Si l'instrument a été bien construit, le limbe latéral est maintenant vertical.

Pour s'assurer si l'axe optique de la lunette est parallèle au plan de ce limbe, on ramène au 0 du limbe vertical la ligne de foi du vernier de la lunette; on vise alors une ligne verticale tracée sur la mire, portée, comme nous l'avons dit, à 300 ou 400 mètres de distance; on amène l'image de cette ligne sur la croisée des fils du réticule de la lunette, dont l'un est horizontal et l'autre vertical, ou à peu près. Dans cette observation, le limbe latéral était, par exemple, à droite de l'observateur; celui-ci fait tourner le limbe vertical de 180° autour du limbe des azimuts, et le met à sa gauche; il ramène à soi l'oculaire de la lunette, en faisant tourner celle-ci de 180° autour de l'axe du limbe vertical. Si l'axe de la lunette est parallèle au plan du limbe, il devra, après, comme avant le retournement, être dirigé sur la ligne verticale de la mire; s'il y a écart à droite ou à gauche, c'est que le parallélisme n'a pas lieu; s'il en est ainsi, l'on ramène la croisée des fils du réticule vers la ligne verticale de la mire, de manière à corriger à peu près la moitié de l'écart. On recommence la même opération plusieurs fois, jusqu'à ce que la croisée des fils du réticule coïncide, après comme avant le retournement, avec l'image de la ligne verticale de la mire; on est certain alors que l'axe de la lunette est parallèle au plan du limbe.

C'est par une opération semblable, et qu'on peut faire en même temps que la précédente, qu'on s'assure si l'axe de la lunette est horizontal, lorsque la ligne de foi du vernier correspond au 0 ou à 180° de la division du limbe vertical. Pour cela, le limbe vertical étant à la droite, par exemple, de l'observateur, et la ligne de foi du vernier amenée au 0, l'observateur fait monter ou descendre le voyant de la mire, de manière à viser l'intersection des deux lignes, l'une horizontale, l'autre verticale, tracées sur ce voyant, ou bien il vise un point fixe et bien défini, situé à 300 ou 400 mètres de distance; cela fait, il fait tourner le limbe vertical de 180° autour du limbe des azimuts; il ramène à soi l'oculaire de la lunette, en faisant tourner celle-ci de 180° sur son axe; la lunette étant ainsi portée de la droite à la gauche de l'observateur, et retournée bout pour bout, il la dirige sur le même

point; il faut alors, pour que la double condition relative à l'axe optique de la lunette soit satisfaite, que la ligne de foi du vernier de l'alidade qui parcourt le limbe horizontal soit à 180° de la division de ce limbe, et que la ligne de foi du vernier fixé à la lunette, soit aussi à 180° de la division du limbe vertical. Si cette double condition n'est pas remplie, on ramènera les lignes de foi des deux verniers à la moitié des distances angulaires respectives, où elles seront de la division 180°; il en résultera nécessairement que la croisée des fils du réticule ne sera plus dirigée sur le point de mire. On ramènera le réticule sur ce point, en agissant sur les deux vis qui permettent de le déplacer d'une petite quantité dans la lunette; on vérifiera par une nouvelle opération, si la rectification a été faite exactement et complétement, ou si elle exige de nouveaux tâtonnements.

L'instrument étant ainsi rectifié, on n'aura plus à prendre d'autre précaution que celle d'amener exactement, à chaque station, le limbe des azimuts, dans une situation horizontale, en agissant sur les vis du pied, et observant le niveau à huile d'air attaché à ce limbe.

Moyen de tracer une ligne méridienne.—J'ai insisté sur l'*utilité*, je dirai même la nécessité de rapporter les plans levés dans chaque localité, au plan méridien du lieu. Le moyen le plus simple et le plus exact de déterminer le méridien dans un lieu dont la latitude est connue, consiste à déterminer la direction du plan vertical de l'étoile polaire, que tout le monde connaît, lors de son élongation orientale ou occidentale. La distance angulaire de ce plan au méridien sera ensuite calculée en fonction de la latitude du lieu et de la déclinaison de l'étoile polaire, au moyen de la relation :

$$\sin z = \frac{\cos D}{\cos L},$$

dans laquelle z désigne l'angle cherché, D la déclinaison de l'étoile, ou le complément de la distance au pôle, au jour de l'observation, et L la latitude du lieu.

Soient en effet, *fig.* 8, *Pl. LXIV*, O le centre de la sphère céleste, Z le zénith, P le pôle, E l'étoile lors de son élongation. L'observation donne la situation du plan qui coupe la sphère, suivant l'arc de grand cercle ZE passant par le zénith et l'étoile. Le plan méridien coupe la sphère suivant l'arc de grand cercle ZP, qui est égal au complément de la latitude $90° - L$. Enfin, l'arc de grand cercle PE, qui passe par

le pôle et l'étoile, au moment de l'observation, est égal au complément de la déclinaison de l'étoile, 90° — D, et son plan est perpendiculaire au plan vertical de l'arc de grand cercle ZE. Ainsi, on connaît dans le triangle sphérique ZPE, le côté PE = 90° — D, le côté ZP = 90° — L, et l'angle E qui est droit. Les sinus des angles étant entre eux comme les sinus des côtés opposés, on a :

sin de l'angle Z : sin 90° ou 1 :: sin PE ou cos D : sin PZ ou cos L,

d'où

$$\sin Z = \frac{\cos D}{\cos L}.$$

Le plan méridien sera d'ailleurs situé à l'est ou à l'ouest du plan déterminé par l'observation, suivant qu'on aura observé la polaire, lors de son élongation occidentale ou de son élongation orientale, ce qui est indiqué par l'abaissement ou l'élévation de l'étoile, au moment de l'observation.

La nouvelle connaissance des temps, publiée par le bureau des longitudes, fait connaître la déclinaison apparente de l'étoile polaire, de 5 en 5 jours : elle était de 88° 29′ 23″,4 le 1er janvier 1845, de 88° 28′ 52″,1 au 2 juillet, et sera de 88° 29′ 40″,7 au 31 décembre de la même année. La latitude de Paris étant de 48° 50′ 13″, la distance du plan vertical de la polaire au méridien, lors de son élongation, était, au 2 juillet 1845, de 2° 18′ 21″ ; au 31 décembre 1845, elle sera de 2° 17′ 16″. La *fig.* 9, *Pl. LXIV*, empruntée à un opuscule de M. le commandant du génie Leblanc sur les *levés à vue*, représente la position de la polaire, par rapport aux deux constellations de la Grande Ourse et de Cassiopée, et indique l'heure du passage de la polaire au méridien, dans les différentes saisons.

APPENDICE.

I.

Note sur les nouveaux perfectionnements apportés aux instruments de sondage par M. C. G. Kind.

Les nouvelles dispositions imaginées par M. Kind, et pour lesquelles il a pris un brevet d'invention, ont pour but :

1° D'obtenir que le trépan, après avoir été soulevé à une hauteur déterminée au dessus du fond du trou, se détache de l'attirail des tiges supérieures, et tombe librement, de manière à pouvoir acquérir toute la vitesse due à la hauteur de la chute dans le milieu où il est plongé;

2° De pouvoir forer en dessous des tubes de retenue sur un diamètre plus grand que celui des tubes, dans lesquels l'outil a dû passer, en descendant, et devra repasser en montant;

3° De s'assurer contre la rupture ou le *dévissage* du trépan, pendant le *battage*.

L'outil de M. Kind se compose d'un fort trépan à grosse tige T, *fig.* 5 et 6, *Pl. LXVI*, de 1 mètre environ de longueur totale, terminé en haut par un pas de vis qui s'engage dans la douille D, taraudée en écrou, d'une forte pièce en fer dite la tige (*Bohrstange*), dont la longueur est de 5 à 6 mètres; celle-ci se visse à sa partie supérieure dans la douille de la pièce A, *fig.* 1, 2, 3 et 4. La pièce A en dessus de la douille D′ est de forme méplate; elle s'engage, et peut glisser entre deux platines *pp*, *p′p′*, fixées par quatre boulons à vis *v*, *v*, *v*, *v*, sur les deux côtés de la pièce méplate en fer B, qui se prolonge supérieurement en une tige de petite section terminée par un pas de vis, au moyen duquel tout l'instrument est lié à la longue ligne des tiges en fer ou en bois qui monte jusques au dessus de l'orifice du puits foré. Le mécanisme au moyen duquel l'outil proprement dit, c'est-à-dire le trépan T et sa tige de 5 à 6 mètres comprise entre les douilles D et D′ est saisi pour être soulevé, et *lâché* pour le laisser

tomber, est formé de la pièce A, qui fait système avec l'outil, et peut glisser entre les platines *pp*, *p'p'*, d'un système de deux branches *qq'*, logées entre les mêmes platines, dont l'ensemble forme une pince capable de saisir et de lâcher l'outil, d'une combinaison de tiges et leviers articulés qui lient les extrémités supérieures des branches *q*, *q'*, à un disque supérieur R, pouvant monter et descendre le long de la tige qui surmonte la pièce B, et qui détermine le rapprochement ou l'écartement des branches de la pince, aux moments convenables. Le disque R est formé de trois rondelles de cuir superposées, et pressées par les écrous *f*, *f*, entre deux disques en tôle d'un diamètre moindre, pour laisser aux bords du disque de cuir dont le diamètre est égal à celui du trou de sonde, la liberté de se courber vers le haut ou vers le bas. Ce disque est posé sur la pièce plate *g*, laquelle peut glisser dans une entaille rectangulaire pratiquée dans la partie supérieure de la pièce D, jusqu'à ce qu'elle vienne poser sur les bords supérieurs des platines longitudinales *pp*, *p'p'*. Deux tiges *t*, *t'*, se détachent de la pièce *g*, embrassent des deux côtés la pièce B, et coulent dans des cavités cylindriques ménagées, moitié dans l'épaisseur de la pièce B, moitié dans celle des platines *pp*, *p'p'*. Ces deux tiges se terminent en dessous de la pièce B par des œils, dans lesquels est passé un petit boulon horizontal qui lie le système du disque R de la pièce *g*, et des tiges *t*, *t'*, aux extrémités des deux leviers courts *e*, *e'*, liés eux-mêmes à articulation avec les extrémités supérieures des branches *q*, *q'*, de la pince. Ces branches sont mobiles autour des boulons à vis *h*, *h'*, fixés par des écrous aux deux platines *pp*, *p'p'*. Il résulte de ces dispositions que, lorsque le disque R est soulevé, il rapproche, par l'intermédiaire des petits leviers *e*, *e'*, les extrémités supérieures des branches *q*, *q'*, de la pince, et écarte leurs extrémités inférieures *s*. *s'*, comme on le voit *fig.* 3. Si au contraire le disque R s'abaisse, il écarte par l'intermédiaire des mêmes leviers les extrémités supérieures, et détermine le rapprochement des extrémités inférieures *s*, *s'*, des branches *qq'* de la pince, comme on le voit *fig.* 2. D'un autre côté la pièce A solidaire avec le trépan et sa tige, et qui peut glisser entre les platines *pp*, *p'p'* où elle est maintenue par l'anneau *bb*, qui les réunit par le bas, se termine par une partie triangulaire *a*. Lorsque celle-ci s'est engagée entre les branches de la pince ouverte, celles-ci en se rapprochant, la saisissent en dessous, *fig.* 2, et toute la partie inférieure de la sonde est alors suspendue aux tiges. Si le disque R vient à monter le long de la tige *fig.* 4, la pince s'ouvre et l'outil dégagé retombe librement; toutefois sa course est limitée, parce que les oreilles *c*, *c'*, solidaires avec la pièce A, viennent poser

sur les bords supérieurs de l'anneau *bb*. Il est inutile de dire que les têtes et les écrous des boulons *v*, *v*, *v*, *v*, *h*, *h'* sont noyés dans l'épaisseur du métal, de façon à ne pas laisser de saillie.

Le mouvement du disque R de haut en bas, ou de bas en haut, le long de la tige est déterminé précisément aux instants convenables, par l'action de l'eau dont le trou de sonde est toujours rempli sur ce disque. Ainsi la *fig.* 2 représente la pince, ayant saisi et tenant accrochée la partie inférieure de la sonde. Le disque R est alors à la limite inférieure de son excursion. La sonde est alors soulevée, et l'on conçoit que, tant qu'elle sera élevée, la pression de l'eau s'exerçant de bas en haut sur le disque R, tiendra celui-ci abaissé, et que les crochets de la pince ne lâcheront pas la saillie triangulaire *a*. Mais lorsque la sonde sera arrivée à la limite de son ascension, et qu'on la laissera retomber librement, en vertu de l'excès du poids des tiges sur les contre-poids qui les équilibrent en partie, le disque R pressé en dessous, et poussé de bas en haut par l'eau dans lequel l'appareil tombe, sera soulevé. Les extrémités *s*, *s'* des branches de la pince, s'écarteront et lâcheront le bas de la sonde, qui retombera avec une vitesse bien plus grande que celle des tiges au fond du trou. Si la levée de la sonde n'excède pas la distance existante dans la *fig.* 2, entre l'anneau *bb* et les oreilles *cc'*, l'outil frappera le fond du trou, avant que les oreilles frappent l'anneau *b*. C'est ce qui devra toujours avoir lieu. L'outil étant arrêté au fond du trou, la pièce A est toujours engagée entre les platines *pp*, *p'p'*. Les longues tiges arrivent à leur tour, et les branches ouvertes de la pince passent de chaque côté, et s'abaissent un peu au dessous de la saillie triangulaire *a*. Dès qu'on relève les tiges, ces branches se rapprochent par le bas et les crochets *s*, *s'*, se rapprochant en dessous de la saillie *a*, saisissent et soulèvent le trépan et sa tige. Cette ingénieuse disposition fait que l'outil tombe isolé, n'est pas retardé dans sa chute par l'énorme masse des tiges supérieures qu'il traîne après lui, dans les sondes ordinaires, et arrive au fond du trou animé de toute la vitesse due à la hauteur totale de sa chute dans l'eau. On peut donc équilibrer les tiges par des contre-poids, sans craindre d'augmenter la masse de l'attirail, et de diminuer la force de percussion de l'outil. On n'est limité que par la durée de l'intervalle qu'on veut laisser entre deux coups successifs, durée qui doit être nécessairement plus grande que celle de la chute de l'attirail des tiges supérieures retardée par l'action des contre-poids. La *fig.* 7 représente la partie supérieure de la grosse tige du trépan (*Bohrstange*), pourvue d'une pièce destinée à servir de guide au trépan pendant sa chute. Cette partie qui, lorsque les

pièces de la sonde sont rassemblées, se trouve immédiatement au dessous de la douille D' *fig.* 1, 2 et 4, est tournée sur une hauteur de 1m,20 environ. Sur la partie tournée est enfilé le manchon en bois M, et en dessous le disque en cuir N. La *fig.* 7 *bis* est une section horizontale du manchon qui présente quatre larges cannelures pour le passage de l'eau. Le disque N a un diamètre un peu plus petit que celui du trou de sonde. Il peut, tout comme le manchon, glisser le long de la partie tournée de la tige. Quand le trépan tombe, le disque et le manchon restent soulevés par la pression de l'eau et demeurent immobiles, tandis que la partie tournée de la tige glisse librement dans les ouvertures ménagées dans l'axe de ces pièces. Il est entendu que la hauteur de la partie tournée comprise entre la douille o' et les bords de l'embâse sur laquelle peuvent poser le disque et le manchon, doit dépasser la levée de la sonde. Ces pièces-*guides* ne donnent lieu ainsi qu'à une résistance négligeable, dans le cours de l'opération du sondage; car elles flottent à peu près immobiles. Surtout, elles ne peuvent pas retarder la chute de l'outil.

Les *fig.* 5 et 6 représentent le trépan ordinaire de M. Kind. On voit qu'il a un taillant suivant le diamètre du trou, et deux oreilles ou petits taillants transversaux *k*, *k'*, qui égalisent le trou; à la partie supérieure et au dessous du pas de vis, est un renflement aplati, et portant latéralement deux petits taillants transversaux disposés suivant une ligne à angle droit avec l'axe du taillant principal du trépan. Ces oreilles tranchantes servent d'écarrisseur.

Pour forer en dessous des tubes de retenue sur un diamètre plus grand que celui de ces tubes, M. Kind fait usage du trépan élargisseur représenté *fig.* 8, 9 et 10. Le bas du trépan ne présente rien de particulier. Dans la partie élargie et aplatie qui est au dessous du pas de vis, on a pratiqué deux entailles, une de chaque côté, dans lesquelles sont logés deux trépans *r*, *r'*, mobiles autour d'un boulon à vis qui traverse les jours de l'entaille. Ces trépans qui remplacent les trépans transversaux équarrisseurs fixes *x* et *x'* des *fig.* 5 et 6, peuvent se loger dans des vides ménagés sur les bords de l'entaille, de manière à ne pas faire saillie *fig.* 8. Ils peuvent aussi se développer *fig.* 9, et alors leur largeur réunie est plus grande que celle du trépan. L'outil peut passer dans les tubes de retenue, lorsque les trépans *r*, *r'*, sont logés dans leurs entailles. Pour les ouvrir en dessous des tubes de retenue, M. Kind a imaginé de relier chacun d'eux à une petite tige en fer rond *w*, *w'*, terminée par un anneau. Ces pièces sont appliquées comme les deux trépans, une contre chaque face de l'outil aplati. Deux bouts de corde de 2 à 3 mètres de long sont passés dans les

anneaux qui terminent les tiges *w*, *w'*, et sont amarrés par l'autre bout à deux saillies placées sur les faces correspondantes de la grosse tige de la sonde (*Bohrstange*), à 2 ou 3 mètres au dessus de la douille *o*. Avant d'introduire ce trépan dans les tubes de retenue, on lie avec des bouts de cordes secs les trépans mobiles *r*, *r'*, aux points fixes sur la tige, de manière à ce que les cordes ne soient point tendues, et que les trépans restent logés dans leurs entailles. Une fois que l'instrument est plongé dans l'eau, les cordes se raccourcissent en se mouillant, elles tirent sur les trépans, les font ouvrir et les maintiennent ouverts. Les trépans mobiles étant arrondis par dessus rentrent, en forçant un peu, dans les tubes de retenue, quand il faut relever la sonde. Quand les trépans sont ouverts et fonctionnent, ils s'appuient contre un épaulement supérieur ménagé dans l'épaisseur de la partie massive, et comme leur saillie est toujours assez faible, le boulon autour duquel ils tournent est peu fatigué. Deux platines *y*, *y'*, fixées à la partie massive par deux boutons, à têtes et écrous noyés dans l'épaisseur du métal, recouvrent les parties aplaties des trépans et maintiennent en place le boulon autour duquel ils tournent. Les précautions prises par M. Kind contre la rupture du tenon à vis ou le dévissage du trépan consistent en deux bandes de fer plat et mince *i*, *i'*, *fig.* 5 et 6, fixées par des boulons à vis sur les deux côtés de la tige de la sonde et ayant 1m à 1m,50 de longueur. Au bas de ces pièces *i*, *i'*, sont liées à charnière deux autres pièces de fer plat *j*, *j'*, qui se rabattent sur les joues plates du trépan. Ces pièces portent chacune une assez longue entaille rectangulaire *fig.* 5. Elles sont serrées contre le trépan proprement dit par un boulon à grosse tête qui traverse la masse du trépan et un écrou. Il est évident que les bandes de tôle *ii'*, *jj'*, ne sont pas fatiguées par le battage, tant que tout est en ordre. Mais si le tenon venait à rompre, elles retiendraient le trépan. Elles s'opposent aussi au dévissage.

La *fig.* 11, *Pl. LXVI*, représente les pièces de l'extrémité inférieure de la sonde assemblées entre elles, avec les sections horizontales en divers points de la hauteur et les cotes métriques.

Le trou de sonde, situé dans le pays de Luxembourg, pour le forage duquel M. Kind a employé les outils décrits ci-dessus, est actuellement arrivé à une profondeur totale de 653 mètres, dont 280 mètres dans le grès bigarré.

II.

Note sur la lampe de sûreté à enveloppe de cristal.

Les essais auxquels la lampe de sûreté décrite dans le tome II, a été soumise dans des mélanges d'air atmosphérique et de gaz de l'éclairage provenant de la distillation de houille, montrent que cette lampe est *de sûreté*, quelles que soient les proportions du mélange, même lorsqu'on supprime le disque en toile métallique qui est placé au dessus de l'enveloppe en cristal, et qu'on ne laisse qu'un seul disque à la base de la lampe, entre la mèche et les orifices adducteurs de l'air.

Les expériences faites par M. l'ingénieur Lefrançois dans les mines de houille du Gard, ont fait voir que, pour que la lampe éclairât bien et fût portative dans les galeries des mines, il était nécessaire que les orifices adducteurs de l'air eussent une superficie totale de 8 à 8 1/2 centimètres carrés; de sorte qu'il convient de remplacer les orifices circulaires distribués sur le rebord supérieur ou réservoir d'huile, par trois ou quatre orifices de forme rectangulaire allongée, séparés les uns des autres par des côtes métalliques pleines, d'une assez petite largeur.

FIN DU TOME TROISIÈME ET DERNIER.

TABLE DES MATIÈRES

CONTENUES DANS LE TROISIÈME VOLUME.

CHAPITRE IX.

TRANSPORT DES MINERAIS.

CHAPITRE X.

EXTRACTION DES MINERAIS.

CHAPITRE XI.

ÉPUISEMENT DES EAUX DES MINES.

Des machines motrices.

Pages.

CHAPITRE XII.

LEVÉ DES PLANS DE MINES.

APPENDICE.

FIN DE LA TABLE DU TOME TROISIÈME.

